ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

5 2009 (106)

СОДЕРЖАНИЕ

Экономика и организация сборочного производства

Базров Б.М. Единый подход в построении расчетных моделей изделия как механической системы . . . 3

Малышев Е.Н., Бысов С.А. Эффективность автоматизированной системы сборки шаговых электродвигателей в серийном производстве . . . 14

Журавлев А.Н. Разработка алгоритма синхронизации взаимодействия роликов в опорах буровых долот при структурно упорядоченной сборке . . . 18

Современные технологии сборки

Учаев П.Н., Жесткова И.Н. Конусные соединения . . . 24

Сборочное оборудование и его элементы

Аббясов В.М., Бухтеева И.В., Елхов П.Е. Предварительный выбор и оптимизация надежности автоматического сборочного оборудования . . . 28

Житников Ю.З., Житников Б.Ю., Воркуев Д.С. Определение сечения дросселя для управления скоростью подвода к узлу исполнительного органа сборочного оборудования . . . 34

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Штенников В.Н. Некоторые аспекты лазерной пайки электронных приборов . . . 36

Ковтунов А.И., Чермашенцева Т.В., Семистенов Д.А. Влияние алюминиевых покрытий на свойства сварных соединений при аргонодуговой сварке сталей . . . 38

Сборка с использованием клеев

Князев Д.В. Сборка цилиндрических соединений с натягом комбинированным клеетепловым методом . . . 44

В помощь конструктору, технологу

Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Монтаж, демонтаж и обслуживание подшипников качения . . . 47

Зарубежный опыт

Кушнир А.П. Виртуальный контроль сборки изделия на стадии проектирования. . 54

Соединения деталей машин

Крайнев А.Ф. Подвижные соединения и механизмы (функциональная целесообразость и технологичность) . . . 2-я, 3-я стр. обложки

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу “Роспечать” – **79748**, Объединенному каталогу “Пресса России” – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве
Тел.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97.
E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Председатель редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
М.В. ВАРТАНОВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)
И.Н. ЗИНИНА
Ю.Л. ИВАНОВ
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО
БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО
ВЛАДИВОСТОК
Ю.Н. КУЛЬЧИН
А.А. СУПОНЯ
В.М. КОРНИЕНКО
ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ
М.Г. КРИСТАЛЬ
В.И. ЛЫСАК
В.М. ТРУХАНОВ
ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ
Б.А. ЯКИМОВИЧ
В.Г. ОСЕТРОВ
И.К. ПИЧУГИН
КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ
КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ
КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ
КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ
А.М. ШПИЛЕВ
НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ
С.В. ДМИТРИЕВ
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ
ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ
ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ
ОРЕНБУРГ
А.Н. ПОЛЯКОВ
А.И. СЕРДЮК
А.П. ФОТ
РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
В.В. НЕПОМИЛУЕВ
А.Н. СЕМЕНОВ
САМАРА
М.В. ЕВДОКИМОВ
Ю.А. ВАШУКОВ
Г.А. КУЛАКОВ
В.А. НИКОЛАЕВ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
В.Ф. КУЗЬМИН
Е.В. ШАЛОБАЕВ
ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ
ХАБАРОВСК
В.А. ЛАШКО

Украина
КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО
ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ
СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА
ХАРЬКОВ
Б.М. АРПЕНТЬЕВ

Беларусь
МИНСК
В.Л. БАСИНЮК
ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ
ПОЛОЦК
М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, Л.Д. ПАРШЕНКОВА

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

© Издательство “Машиностроение”, “Сборка в машиностроении, приборостроении”, 2009

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

5 2009 (106)

CONTENTS

Economy and the Organization of Assembly

Bazrov B.M. The uniform approach in construction of settlement models of the product as mechanical system . . . 3

Malyshev E.N., Bysov S.A. Determination Efficiency of Automated Assembly of Synchronous Stepping Motor in Serial Production . . . 14

Zhuravlev A.N. Working out of Algorithm of Synchronization of Interaction of Rollers in Rock bit bearing at Structurally Ordered Assembly . . . 18

Modern Technologies in Assembly

Uchaev P.N., Zhestkova I.N. Conical joints . . . 24

Production Tools and Machinery for Assembly

Abbyasov V.M., Bukhteeva I.V., Elkhov P.E. Preselection and Optimization of Reliabilitiy of Automatic Assembly Equipment . . . 28

Zhitnikov Y.Z., Zhitnikov B.Y., Vorkuev D.S. Determining the Throttle Profile for Controlling the Speed of Advance Towards the Operating Member of the Assembly Equipment . . . 34

Assembly Welding Works. Solder

Shtennikov V.N. Some Aspects of the Laser Soldering of Electronic Devices . . . 36

Kovtunov A.I., Chermashenceva T.V., Semistenov D.A. The Research of Aluminium Influece on Welds Properties when Argon-arc Welding Steel with Aluminium Coating . . . 38

Assembly with Use Glue

Knyazev D.V. Features of Cylindrical Pressure Coupling Assembly by Combined Heat-glue Metod . . . 44

Industrial and desing engineer's aid

Chermensky O.N., Fedotov N.N. Mounting, dismounting and service of roller bearings . . . 51

Foreing Experience

Kushnir A.P. Virtual Control of Assembling During Early Stages of Projecting . . . 58

Connections of Details Mashins

Krainev A.F. Mobile connections and mechanisms (functional expediency and adaptability to manufacture) . . . 2-nd, 3-nd pp. of cover

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" **60257**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: (499) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (499) 269-48-97.
http://www.mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board –
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW
VASIL'EV A.S. (Chief editor)
VARTANOV M.V.
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)
ZININA I.N.
IVANOV YU.L.
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.
MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

BELGOROD
PELIPENKO N.A.
BRIANSK
GORLENKO O.A.
VLADIVOSTOK
KULSHIN Yu.N.
SUPONIA A.A.
KORNIENKO V.M.
VOLGOGRAD
KRISTAL M.G.
KARABAN' V.G.
LYSAK V.I.
TRUKHANOV V.M.
IZHEVSK
ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.
KAZAN
ADGAMOV R.I.
KOVROV
ZHITNIKOV Yu.Z.
KOLOMNA
AMIROV Yu.D.
KOMSOMOLSK-ON-AMUR
MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.
SHPILEV A.M.
NABEREZHNYE CHELNY
DMITRIEV S.V.
KHISAMUTDINOV R.M.
OMSK
KOSTIUKOV V.N.
OREL
STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.
ORENBURG
POLYAKOV A.N.
SERDUK A.I.
FOT A.P.
RYBINSK
BEZIAZYSHNY V.F.
NEPOMILUEV V.V.
SEMENOV A.N.
SAMARA
EVDOKIMOV M.V.
VASHUKOV Yu.A.
KULAKOV G.A.
NIKOLAEV V.A.
ST.-PETERSBURG
KUZMIN V.F.
SHALOBAEV E.V.
TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.
KHABAROVSK
LASHKO V.A.

Ukraine
KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.
DONETSK
MIKHAILOV A.N.
SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.
KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus
MINSK
BASINJUK V.L.
GOMEL
STARZHINSKI V.E.
POLOTSK
KHEIFETZ M.L.

Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., PARSHENKOVA L.D.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media.
Registration certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000 Free price

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2009

Б.М. Базров, д-р техн. наук (ИМАШ РАН)

Тел. (499) 135-5521

Единый подход в построении расчетных моделей изделия как механической системы

Изложен единый подход построения моделей для расчета на точность, жесткость, виброустойчивость и др., базирующийся на графе модулей поверхностей изделия.

The uniform approach of construction of modules for calculation on accuracy, rigidity, vibrating resistance etc., based on the column of modules of surfaces of product is stated.

Ключевые слова: изделие, модель, точность, жесткость, колебания, размерная цепь, координатная система, опорные точки, геометрическая погрешность, факторы, станок, базирование.

Key words: product, model, accuracy, rigidity, fluctuations, dimensional circuit, coordinate system, reference points, geometrical error, factors, the machine tool, basing.

В настоящее время при расчетах изделий на точность, жесткость, прочность, виброустойчивость и др. используют разные модели, которые отражают разные стороны изделия с разной степенью детализации и адекватности.

Поэтому результаты расчетов по этим моделям оказываются не связанными друг с другом, а принимаемые решения могут входить в противоречия, требуя компромисса. Это существенно усложняет расчеты и приводит к росту трудоемкости расчетов, а принимаемые решения оказываются далекими от оптимальных, что в итоге снижает качество изделия.

Изложенное можно проиллюстрировать на примере расчетов токарного станка. Пусть, к примеру, при определении схем базирования деталей станка, обеспечивающих наибольшую точность обработки, у какой-либо детали из двух схем базирования лучшей оказалась схема базирования по варианту 1 (рис. 1, *а*).

При расчетах на виброустойчивость лучшей схемой базирования является вариант 2, так как по варианту 1 появляется консольно расположенная масса, что является причиной возникновения вибраций.

Другой пример. При обработке на токарном станке с традиционным расположением резца (рис. 2, *а*) при определенных режимах возникают вибрации, которые в некоторых случаях удается устранить, проводя обработку перевернутым резцом (рис. 2, *б*). Однако при этом происходит изменение направления силы резания *P*, приводящее к

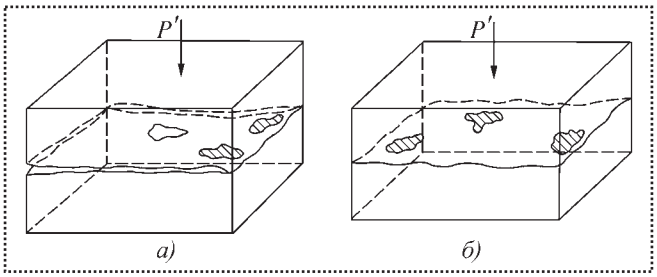


Рис. 1. Варианты схем базирования детали станка:
а – вариант 1; *б* – вариант 2; *P′* – сила, действующая на деталь

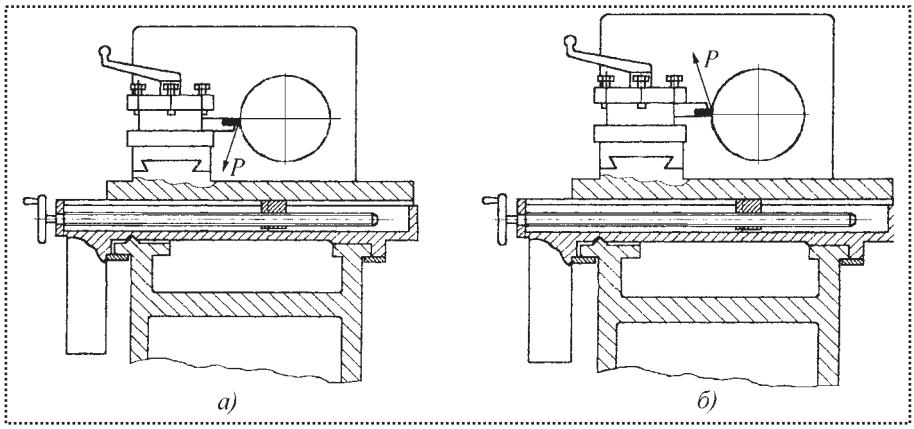


Рис. 2. Схемы обработки детали на токарном станке:
а – с традиционным расположением резца; *б* – с перевернутым резцом

смене баз деталей станка, что может увеличить погрешность обработки.

В итоге необходимо найти компромиссное решение, что затруднено отсутствием связей между расчетными моделями точности и виброустойчивости станка.

Объединение частных моделей в единую модель изделия не представляется возможным из-за их несовместимости, обусловленной разными подходами в их построении, различной структурой, уровнем детализации, перечнем характеристик и др.

В связи с этим представляется актуальным построение исходной модели изделия, которая с единых позиций и наиболее полно отражала бы внутреннее строение изделия и из которой вытекали бы частные модели для решения различных задач.

В качестве такой исходной модели изделия предложен граф иерархической структуры, где элементы изделия – это узлы, а ребра – связи между ними (рис. 3).

Узлы графа отражают:

- ♦ элементы изделия;
- ♦ схемы их базирования;
- ♦ размеры;
- ♦ массу;
- ♦ материал.

Распределение узлов графа по уровню отражает:

- ◪ подчиненность элементов;
- ◪ элементы, выступающие в качестве баз других элементов.

Ребра графа отражают:

- относительное положение элемента через указание шести координат: трех линейных и трех угловых;
- точность относительного положения через указание значений допусков на каждую координату;
- наличие степеней свободы элемента по той или иной координате (в этом случае на ребре отсутствует данная координата);

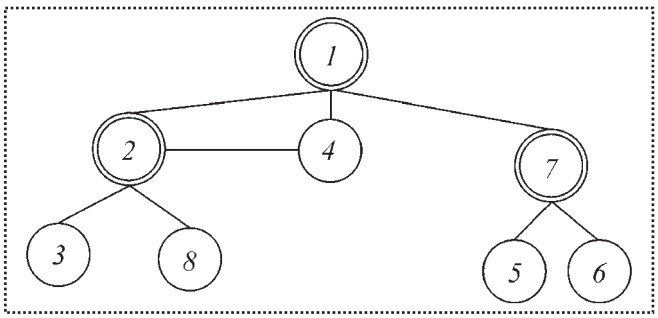


Рис. 3. Граф изделия:
1, ..., *8* – элементы изделия

Рис. 4. Отражение характеристик изделия на его графе:
X, Y, Z, φ, ψ, θ – координаты положения элемента относительно базы; ΔX, ΔY, ΔZ, $\Delta\varphi$, $\Delta\psi$, $\Delta\theta$ – погрешности координат

- качественные характеристики связей изделия, таких как жесткость, прочность, виброустойчивость, износоустойчивость, теплостойкость и др. с их количественными оценками (рис. 4).

Таким образом, приведенный граф отражает сущность, строение изделия: состав элементов, структуру, характеристики элементов, их связи.

Построение графа начинают с расположения на первом уровне базовой детали изделия; на втором уровне располагают элементы, смонтированные на первой детали; на третьем уровне – элементы, смонтированные на элементах второго уровня и т.д.

Двойным контуром представляют элемент, выступающий в качестве базы.

Возможны случаи, когда элемент смонтирован в изделии на нескольких элементах одного или разных уровней, что находит отражение в наличии соответствующих ребер, связывающих его с этими элементами.

Например, как показано на рис. 3, элемент *4* базируется по одним координатам на элементе *1*, а по другим координатам – на элементе *2*. Если элемент имеет одну или несколько степеней свободы, то на ребрах отсутствуют соответствующие координаты.

Итак, данный граф выступает в качестве исходной модели для построения частных моделей в соответствии с задачами расчета. Например, при расчетах на точность относительного положения элементов на ребрах указывают только координаты с их допусками.

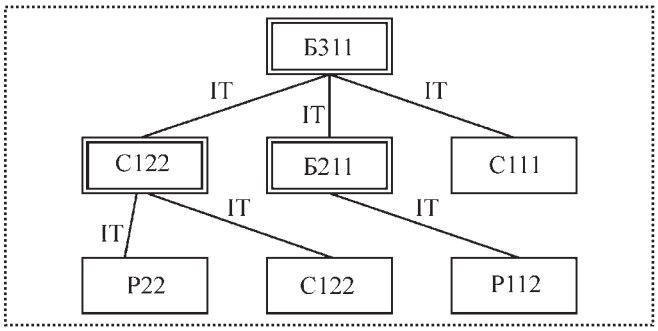


Рис. 5. Граф МП детали:
Б – базирующий МП; Р – рабочий МП; С – связующий МП

В зависимости от требуемого уровня детализации описания изделия, определяемого задачами расчета, граф изделия может быть трех уровней:

◪ граф функциональных модулей и деталей изделия;

◪ граф деталей изделия;

◪ граф модулей поверхностей (МП) деталей изделия.

Модуль поверхностей – это сочетание поверхностей детали, с помощью которого выполняется соответствующая функция детали [1]. Из всех поверхностей детали формируют ее МП, между ними устанавливают размерные связи и на этой основе строят граф МП детали (рис. 5) в соответствии с классификацией МП [1]. Чтобы построить граф МП изделия, надо на графе деталей каждую деталь заменить графом ее МП.

В соответствии с поставленной задачей расчета изделия выбирают соответствующий граф, а узлы и ребра наделяют соответствующими характеристиками.

В качестве примера рассмотрим построение для конического редуктора (рис. 6) графа деталей, представленного на рис. 7.

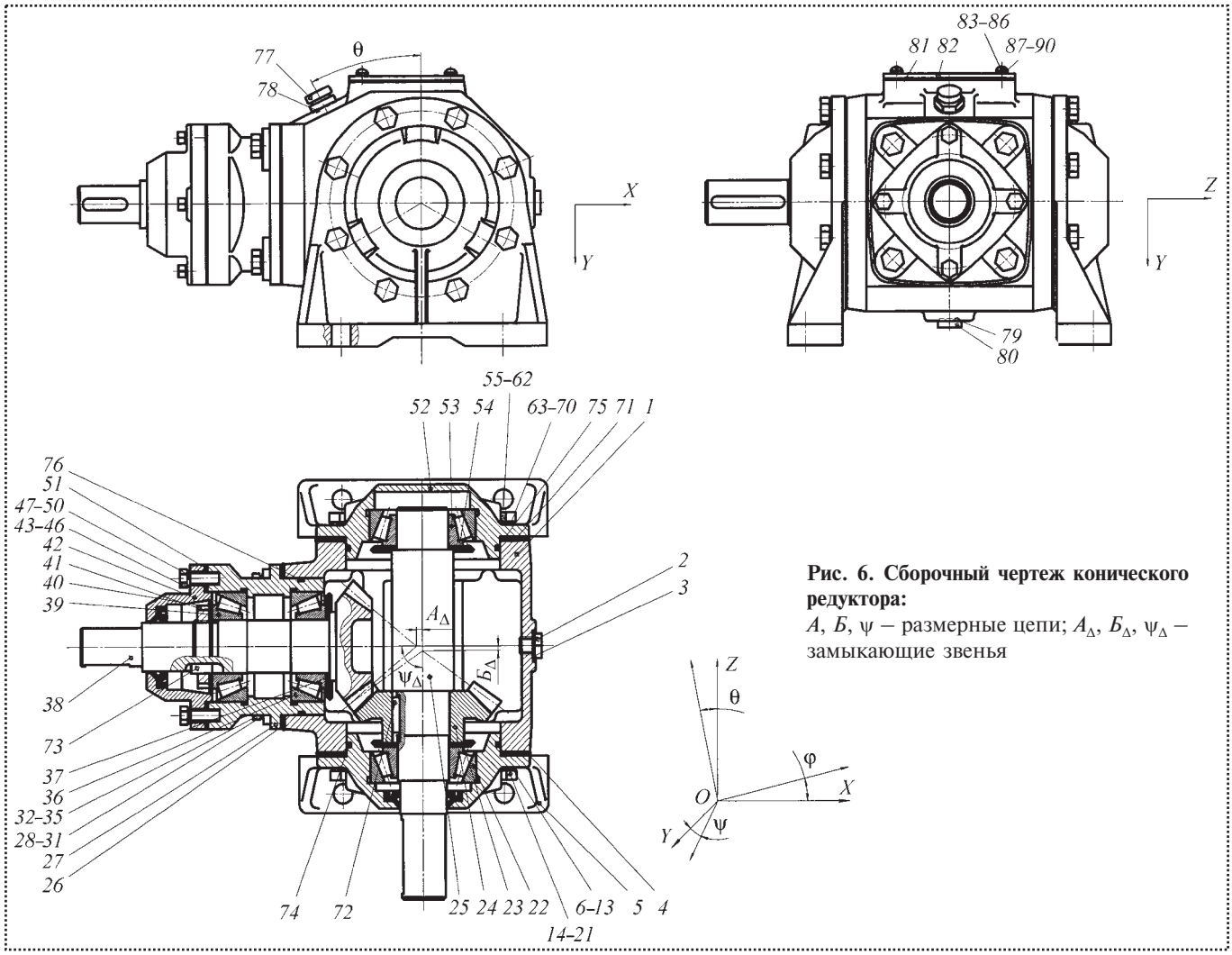


Рис. 6. Сборочный чертеж конического редуктора:
А, *Б*, ψ – размерные цепи; $А_\Delta$, $Б_\Delta$, ψ_Δ – замыкающие звенья

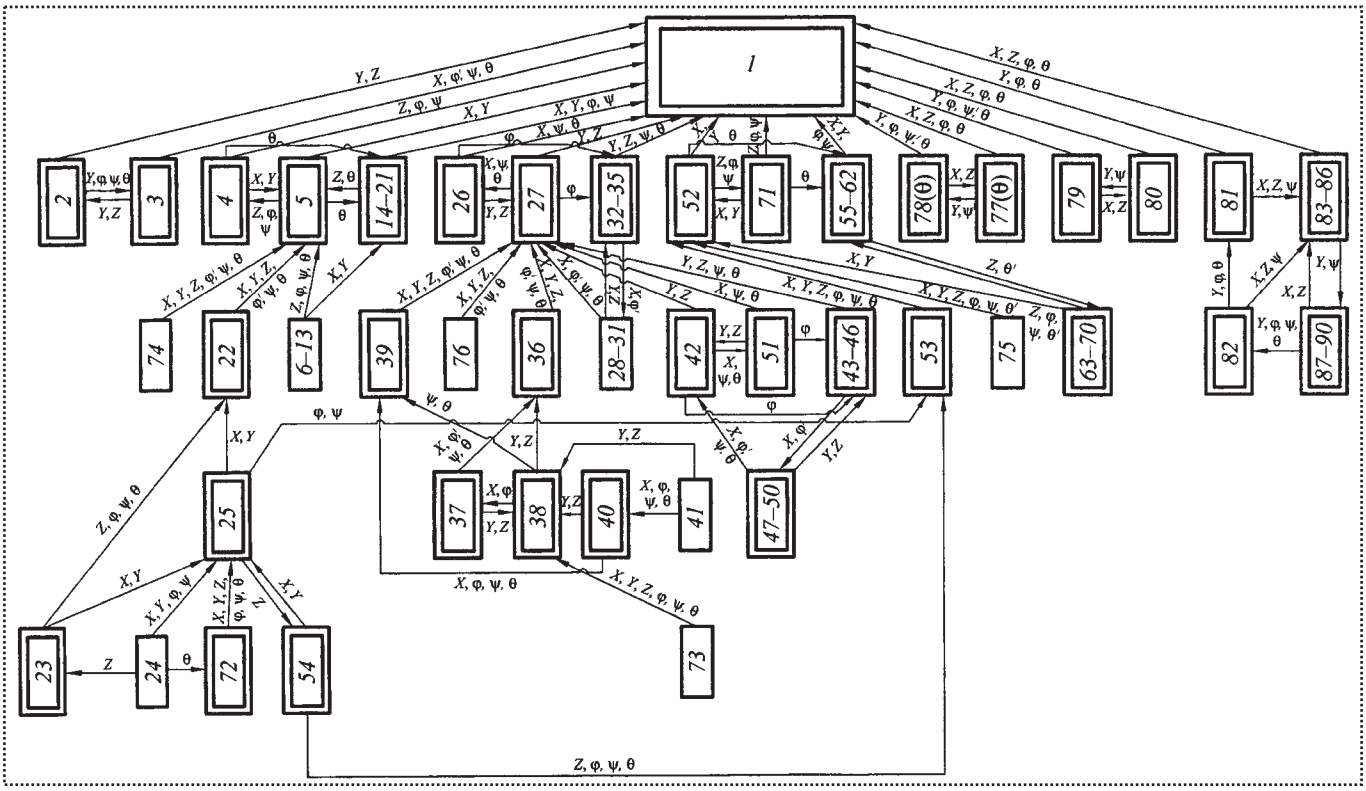


Рис. 7. Граф деталей конического редуктора

Все детали редуктора, за исключением валов, несущих зубчатые колеса, неподвижны.

Анализ конструкции редуктора показывает, что некоторые детали установлены на нескольких деталях. При этом по одним координатам деталь связана с деталью, выступающей для нее в роли базы, а по другим координатам – они меняются местами и первая деталь выступает базой для второй, что отмечают соответствующим направлением стрелок на ребрах графа.

Учитывая изложенное, на основе анализа базирования каждой детали в редукторе были установлены связи всех деталей, определяющих их положения с указанием координат X, Y, Z, φ, ψ, θ.

Например, как следует из чертежа редуктора (см. рис. 6), опора *52* базируется на трех деталях: корпусе *1*, прокладке *71* и одном из винтов *63–70*.

Корпус *1* лишает опору *52* двух степеней свободы: перемещений вдоль осей X и Y; прокладка *71* – трех степеней свободы: перемещения вдоль оси Z и двух поворотов вокруг осей X и Y и третья деталь (один из винтов *63–70*) лишает опору *52* поворота вокруг оси Z. Поэтому на ребра опоры *52* наносят стрелки, показывающие на эти детали с указанием координат, лишающих опору всех ее перемещений и поворотов. Так на ребре, связывающем опору *52* с корпусом *1*, указывают линейные координаты X, Y, на ребре прокладки *71* – линейную координату Z и угловые координаты φ, ψ и на ребре одного из винтов *63–70* – угловую координату θ.

В свою очередь прокладка *71* базируется на опоре *52*, корпусе *1* и одном из винтов *63–70*. Это находит отражение в направлении стрелок на ребрах, связывающих эти детали.

Опора *52* лишает прокладку *71* двух степеней свободы: перемещений по X и Y; корпус *1* – трех степеней свободы: перемещения по Z и поворотов на углы φ, ψ; один из винтов *63–70* – поворота на угол θ.

Таким же образом определяли связи остальных деталей редуктора, указанные на графе его деталей. Информацию с графа деталей можно представить в табличной форме (см. таблицу).

Следует отметить, что при базировании некоторых деталей имеют место скрытые базы, т.е. когда деталь, не имея материальной базы по какой-либо координате, занимает при установке некоторое положение на ней, фиксируемое силой зажима. В этих случаях соответствующую координату ука-

Информация с графа детали

Номер детали	База	Линейные и угловые координаты	Номер детали	База	Линейные и угловые координаты	Номер детали	База	Линейные и угловые координаты	Номер детали	База	Линейные и угловые координаты
2	*1*	Y, Z	*71*	*1*	Z, φ, ψ	*63–70*	*55–62*	X, Y	*37*	*36*	$X, \varphi', \psi, \theta$
	3	X, φ, ψ, θ		*52*	X, Y		*52*	$Z, \varphi, \psi, \theta'$		*38*	Y, Z
3	*1*	$X, \varphi', \psi, \theta$		*55–62*	θ	*53*	*52*	$X, Y, Z, \varphi, \psi, \theta'$	*38*	*36*	Y, Z
	2	Y, Z	*55–62*	*1*	X, Y, φ, ψ	*43–46*	*27*	Y, Z, φ, θ		*37*	X, φ
4	*1*	Z, φ, ψ		*63–70*	Z, θ'		*47–50*	X, φ'		*39*	ψ, θ
	5	X, Y	*78* (ψ)	*1*	$Y, \varphi, \psi', \theta$	*51*	*27*	X, ψ, θ	*40*	*38*	Y, Z
	14–21	θ		*77* (ψ)	X, Z		*42*	Y, Z		*39*	$X, \varphi', \psi, \theta$
5	*1*	X, Y	*77* (ψ)	*1*	X, Z, φ, θ		*43–46*	φ	*41*	*40*	$X, \varphi', \psi, \theta$
	4	Z, φ, ψ		*78* (ψ)	Y, ψ'	*42*	*27*	Y, Z		*38*	Y, Z
	14–21	θ	*79*	*1*	$Y, \varphi, \psi', \theta$		*51*	X, ψ, θ	*47–50*	*42*	$X, \varphi', \psi, \theta$
14–21	*1*	X, Y, φ, ψ		*80*	X, Z		*43–46*	φ		*43–46*	Y, Z
	5	Z, θ	*80*	*1*	X, Z, φ, θ	*28–31*	*27*	$X, \varphi', \psi, \theta$	*23*	*22*	$Z, \varphi, \psi, \theta'$
26	*1*	X, ψ, θ		*79*	Y, ψ		*32–35*	Y, Z		*25*	X, Y
	27	Y, Z	*81*	*1*	Y, φ, θ	*36*	*27*	$X, Y, Z, \varphi', \psi, \theta$	*24*	*25*	X, Y, φ, ψ
	32–35	φ		*83–86*	X, Z, ψ	*76*	*27*	$X, Y, Z, \varphi', \psi, \theta$		*23*	Z
27	*1*	Y, Z	*83–86*	*1*	X, Z, φ, θ	*39*	*27*	$X, Y, Z, \varphi', \psi, \theta$		*72*	θ
	26	X, ψ, θ		*87–90*	Y, ψ	*6–13*	*5*	$Z, \varphi, \psi, \theta'$	*72*	*25*	$X, Y, Z, \varphi, \psi, \theta$
	32–35	φ	*87–90*	*83–86*	X, Z		*14–21*	X, Z	*54*	*25*	X, Y
32–35	*1*	Y, Z, ψ, θ		*82*	$Y, \varphi, \psi', \theta$	*22*	*5*	$X, Y, Z, \varphi', \psi, \theta$		*53*	$Z, \varphi, \psi, \theta'$
	28–31	X, φ'	*82*	*81*	Y, φ, θ	*52*	*1*	X, Y	*25*	*22*	X, Y
74	*5*	$X, Y, Z, \varphi', \psi, \theta$		*83–86*	X, Z, ψ		*71*	Z, φ, ψ		*54*	Z
73	*38*	$X, Y, Z, \varphi, \psi, \theta$	*75*	*52*	$X, Y, Z, \varphi, \psi, \theta'$		*55–62*	θ		*53*	φ, ψ

зывают со штрихом. Например, у шайб *63–70* в качестве скрытой базы выступает угловая координата θ'.

В полученный граф можно включить ранее перечисленные характеристики элементов и их связи, в результате чего получаем исходную модель изделия.

Рассмотрим применение исходной модели изделия для построения частных моделей при решении некоторых типовых задач.

1. Размерный анализ конструкций изделия. Метод размерного анализа широко применяют при проектировании и изготовлении машин, а так же как инструмент исследования точности машины, технологических процессов ее изготовления.

Размерный анализ заключается в установлении размерных связей между элементами изделия в виде размерных цепей с соответствующими замыкающими звеньями и последующим их расчетом.

К главным недостаткам метода размерного анализа относят, *во-первых*, отсутствие формализованных методов выявления размерных цепей, что существенно повышает трудоемкость размерного анализа и нередко приводит к ошибкам в размер-

ных цепях, и, *во-вторых*, рассмотрение линейных и угловых размерных цепей как независимых при построении и расчете, что приводит к существенным ошибкам в расчетах.

Действительно, деталь представляет собой пространственное тело, состоящее из совокупности поверхностей, связанных между собой, и назначение допусков на расстояния и повороты поверхностей как на независимые величины при высоких требованиях к точности недопустимо.

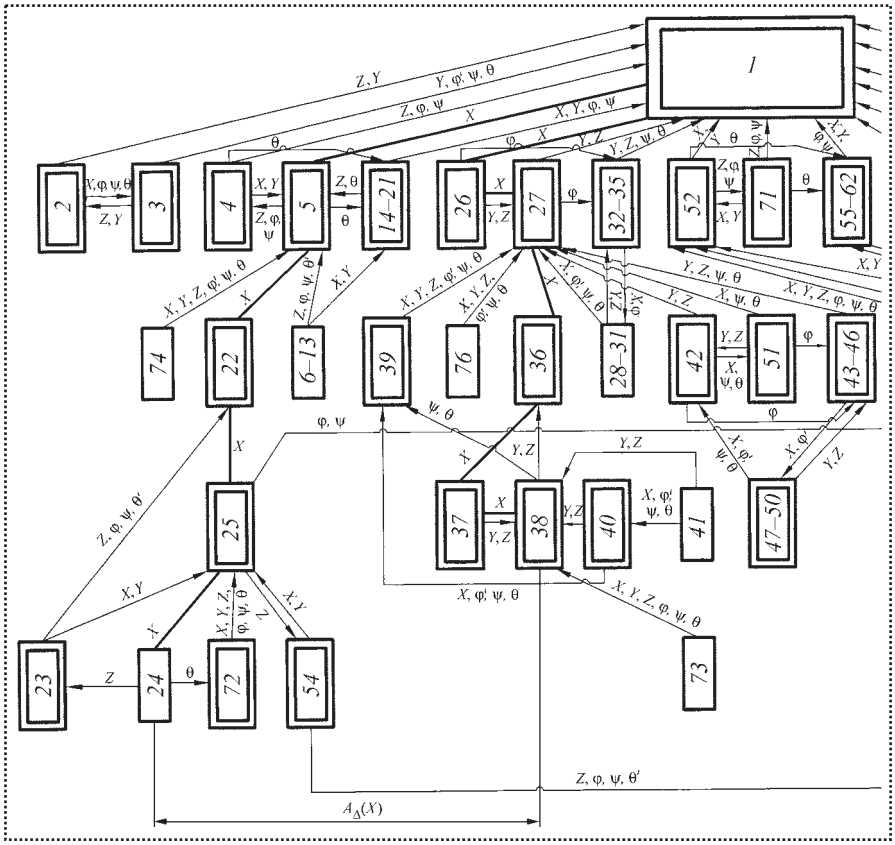
Представление исходной модели изделия в виде графа МП его деталей существенно упрощает процесс выявления и построения размерных цепей и открывает путь к его формализации и автоматизации.

Сначала с помощью графа деталей изделия устанавливают детали, чьи размеры выступают в роли составляющих звеньев размерной цепи, а с помощью графа МП изделия устанавливают сами размеры составляющих звеньев [2].

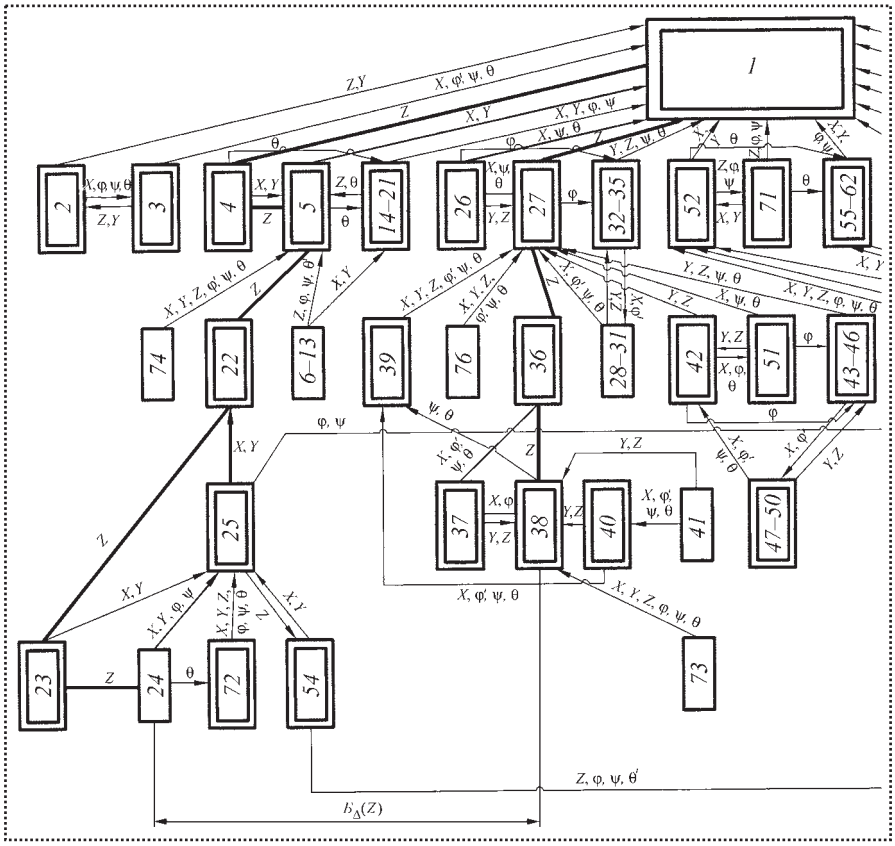
Изложенное можно проиллюстрировать на примере построения размерных цепей конического редуктора, обеспечивающих заданную точность относительного положения конических зубчатых колес.

Правильность зацепления конических колес обеспечивают тремя размерными цепями: двумя линейными, определяющими точность совпадения вершин конусов конических колес в двух направлениях (замыкающие звенья A_Δ и $Б_\Delta$), и одной угловой размерной цепью, обеспечивающей перпендикулярность конических колес на плоскости (замыкающее звено и β_Δ) [1].

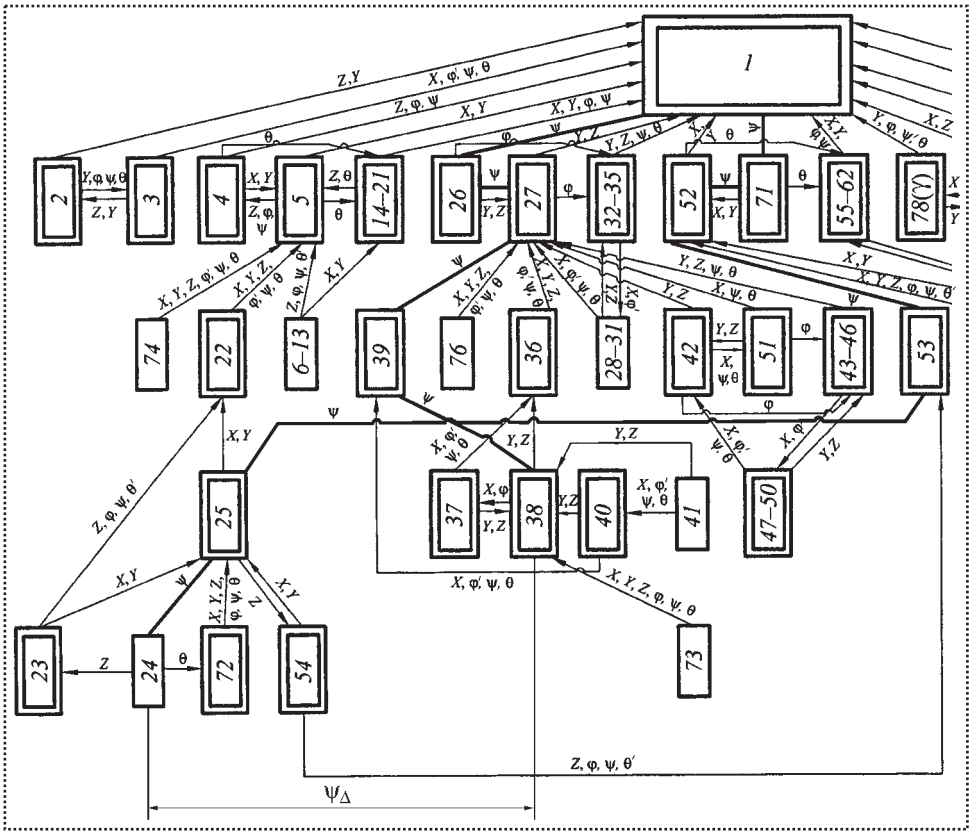
Построение указанных размерных цепей осуществлялось следующим образом. Сначала на графе де-



а)



б)



в)

Рис. 8. Фрагменты графа деталей конического редуктора с контурами размерных цепей: *а* – линейной *А*; *б* – линейной *Б*; *в* – угловой ψ

талей конического редуктора был нанесен отрезок, соединяющий конические колеса *24* и *38*, являющийся звеном линейных размерных цепей *А*, *Б*, где $A_\Delta = 0$ (по координате *X*), $Б_\Delta = 0$ (по координате *Z*), и угловой размерной цепи с замыкающим звеном $\psi_\Delta = 90°$ (по координате ψ).

Построение контура линейной размерной цепи *А* осуществлялось включением в контур деталей, связывающих детали по координате *X*. **Первая ветвь** контура деталей размерной цепи формировалась по часовой стрелке из ребер, соединяющих детали, связанные по оси *X* начиная с левого конца замыкающего звена – детали *24*: *24–25*, *25–22*, *22–5*, *5–1* и заканчивалась на корпусе *1* редуктора. **Вторая ветвь** строилась против часовой стрелки начиная с детали *38*: *38–37*, *37–36*, *36–27*, *27–26*, *26–1* и тоже заканчивалась на корпусе *1* (рис. 8, *а*).

Таким образом, образовался контур размерной цепи *А*, связывающий детали *24*, *25*, *22*, *5*, *1*, *26*, *27*, *36*, *37* и *38* с замыкающим звеном A_Δ.

Аналогично строились контуры линейной размерной цепи *Б* и угловой размерной цепи ψ, размерная цепь *Б* в направлении оси *Z*, а цепь ψ по координате ψ (см. рис. 8, *б*, *в*).

Для определения составляющих звеньев этих размерных цепей был построен граф МП тех деталей редуктора, которые участвуют в контурах размерных цепей (см. рис. 8). У каждой детали, вошедшей в контур соответствующей размерной цепи, в качестве составляющего звена принималось расстояние между модулем поверхностей базирующим (МПБ) – комплектами основных и вспомогательных баз детали, а у деталей, образующих непосредственно замыкающие звенья, – между МПБ и поверхностью, образующей замыкающее звено.

Установив таким образом все МПБ всех деталей, вошедших в контур, за составляющие звенья принимали соответствующие ребра на графе МП, которые в итоге образовали размерную цепь. Величины размеров составляющих звеньев берут с чертежей деталей.

Положение МП на детали, так же как и положение детали, в общем случае определяют тремя линейными и тремя угловыми координирующими размерами. Поэтому при определении размеров составляющих звеньев принимают соответствующие координирующие размеры деталей.

Например, в контуре линейной размерной цепи *А* за размеры составляющих звеньев принимают линейные координирующие размеры по координате *X* у деталей, вошедших в ее контур; у линейной размерной цепи *Б* – линейные координирующие размеры по координате *Z* у деталей, вошедших в ее контур; и аналогично у угловой размерной цепи ψ – угловые координирующие размеры по координате ψ.

В качестве примера на рис. 9 приведен фрагмент графа МП конического редуктора с линейными размерными цепями *А* и *Б*.

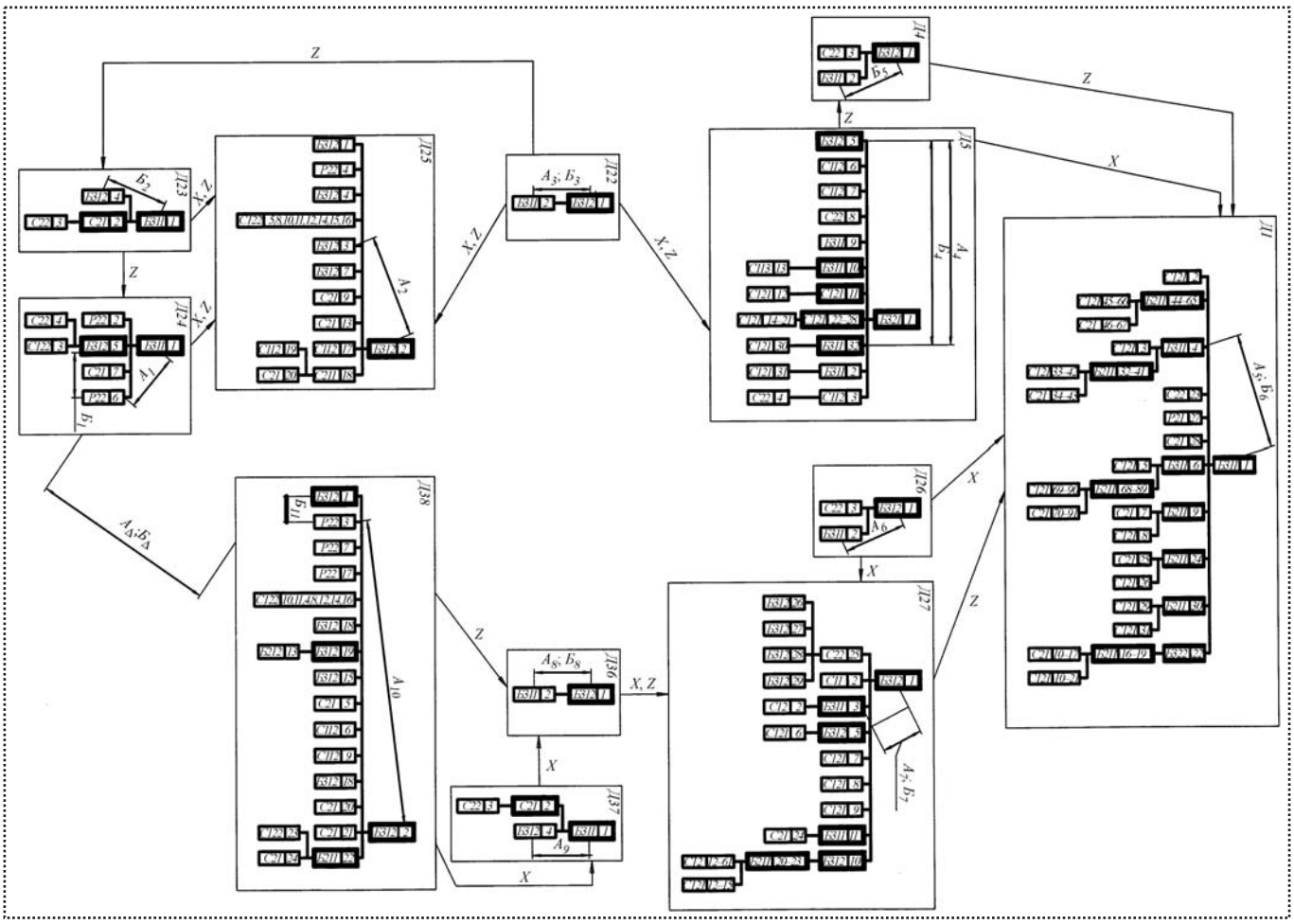


Рис. 9. Фрагмент графа МП конического редуктора с линейными размерными цепями *А* и *Б*:
▬ модули поверхностей; *Д* – деталь

Таким образом, графы изделия позволяют строить пространственную размерную цепь через построение взаимосвязанных линейных и угловых цепей, являющихся ее проекциями. Этим устраняют недостатки существующих методик их построения и расчета.

2. Исследование механизма образования геометрических погрешностей изделия. К типовым задачам этих исследований относят:

- исследование влияния действующих факторов на точность изделия;
- исследование влияния элементов режима работы на точность изделия;
- исследование влияния качественных характеристик на точность изделия;
- исследование влияния конструктивных параметров на точность изделия.

В основе решения перечисленных задач лежат соответствующие модели, являющиеся развитием исходной модели изделия в виде графов деталей и МП.

В задачу построения моделей входит отражение соединения деталей в изделии через схемы их базирования и в соответствии с поставленными задачами действующие факторы, качественные характеристики и элементы режима работы изделия.

Соединение деталей в изделии осуществляют совмещением МПБ – комплекта основных баз присоединяемой детали с МПБ – комплектом вспомогательных баз базовой детали, что должно быть отражено в моделях.

Указанные комплекты баз видны на графе МП изделия.

Следующим шагом является построение прямоугольных систем координат на основных базах (МПБ) присоединяемой детали и вспомогательной

базовой детали, считая, что контакт соединяемых деталей осуществляют через опорные точки, принадлежащие базовой детали.

Если присоединяемая деталь лишена шести степеней свободы, то будет шесть опорных точек; если меньше, то на столько же сократится число опорных точек, расположенных в системе координат базовой детали.

В итоге в модели соединяемые детали заменяются на графах прямоугольными системами координат с расположенными на них опорными точками.

В свою очередь опорные точки наделяют качественными характеристиками (точность, жесткость и т.д.) в соответствии с поставленной задачей. Например, если исследуют влияние силового фактора, то опорную точку рассматривают как упругий элемент, наделенный определенной жесткостью j, а силу указывают вектором в координатной системе, где она приложена (рис. 10).

Полученную модель дополняют информацией в соответствии с поставленной задачей.

При исследовании влияния действующих факторов последние включают в те координатные системы, где они действуют. К таким факторам относят, например, силу, момент, источник тепла и др.

При исследовании влияния элементов режима работы их включают в модель в виде векторов движений координатных систем движущихся деталей.

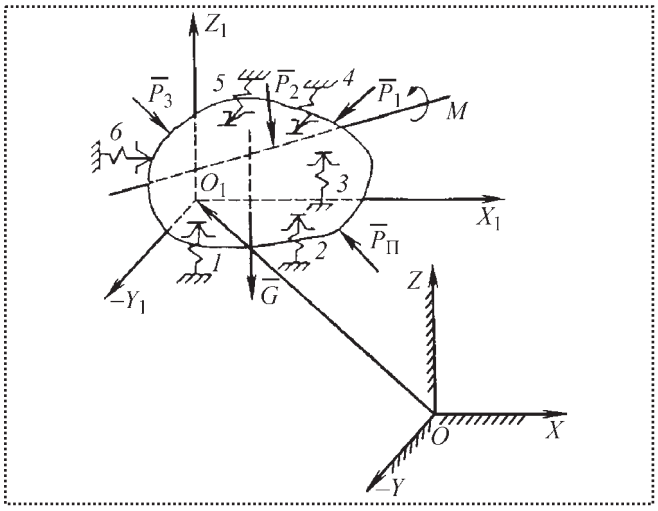


Рис. 10. Схема действующих сил и моментов в координатной системе детали:
$\overline{P}_i$ – действующие силы; i – опорная точка; $\overline{G}$ – сила тяжести детали; M – момент, действующий на деталь

Например, при исследовании влияния подачи, скорости резания на точность обработки детали на станке указывают векторы поступательного движения резца и вращения заготовки.

При исследовании влияния качественных характеристик последние находят отражение в характере связей опорных точек, принимая их за жесткость или прочность и т.д.

При исследовании влияния конструктивных параметров последние находят отражение в координатах опорных точек, определяющих их положение в координатных системах, вытекающих из исходной модели изделия.

Рассмотрим построение моделей для решения перечисленных задач на примере токарного станка. С помощью исходной модели – графа деталей станка – строят его размерную цепь замыкающим звеном A_Δ, которой является расстояние между вершиной резца с осью заготовки (рис. 11). Данная размерная цепь показывает, какие детали станка

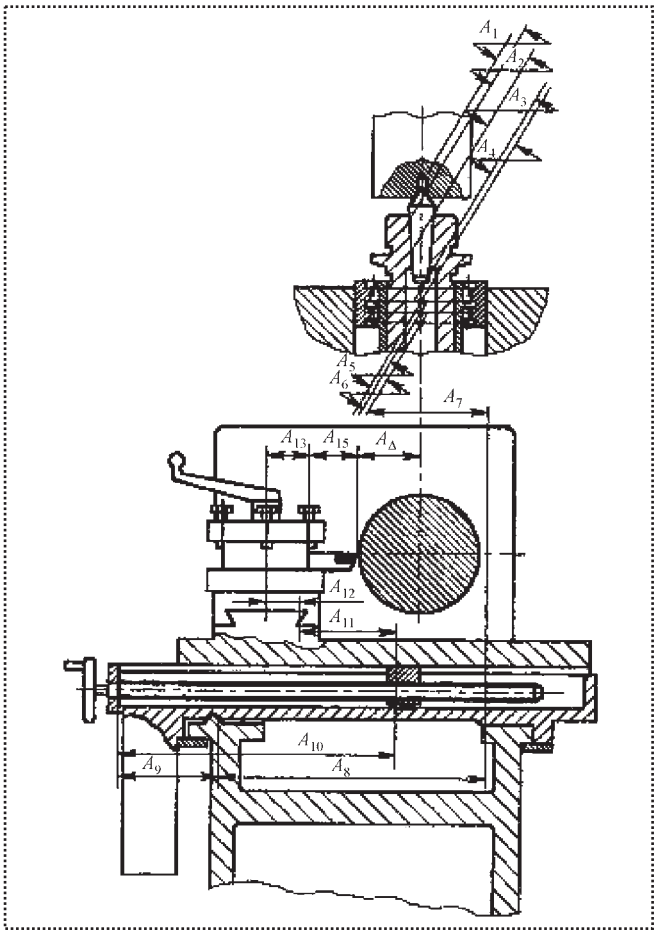


Рис. 11. Размерная цепь токарного станка

своими перемещениями и поворотами непосредственно влияют на величину замыкающего звена.

Представив каждую из этих деталей графами их МП, находим комплекты баз, которыми они соединяются.

Далее на этих комплектах баз строят прямоугольные координатные системы, определяют положения их опорных точек, которыми наделяют соответствующими качественными характеристиками.

Например, при расчете упругих перемещений на замыкающем звене опорным точкам задают значения жесткости, а при расчетах тепловых перемещений – значения теплостойкости и т.д. Далее в координатные системы включают действующие силы с указанием их величин, точек приложения и направления, источники тепла с указанием интенсивности выделения тепла.

В результате получаем расчетную модель в виде эквивалентной схемы токарного станка (рис. 12).

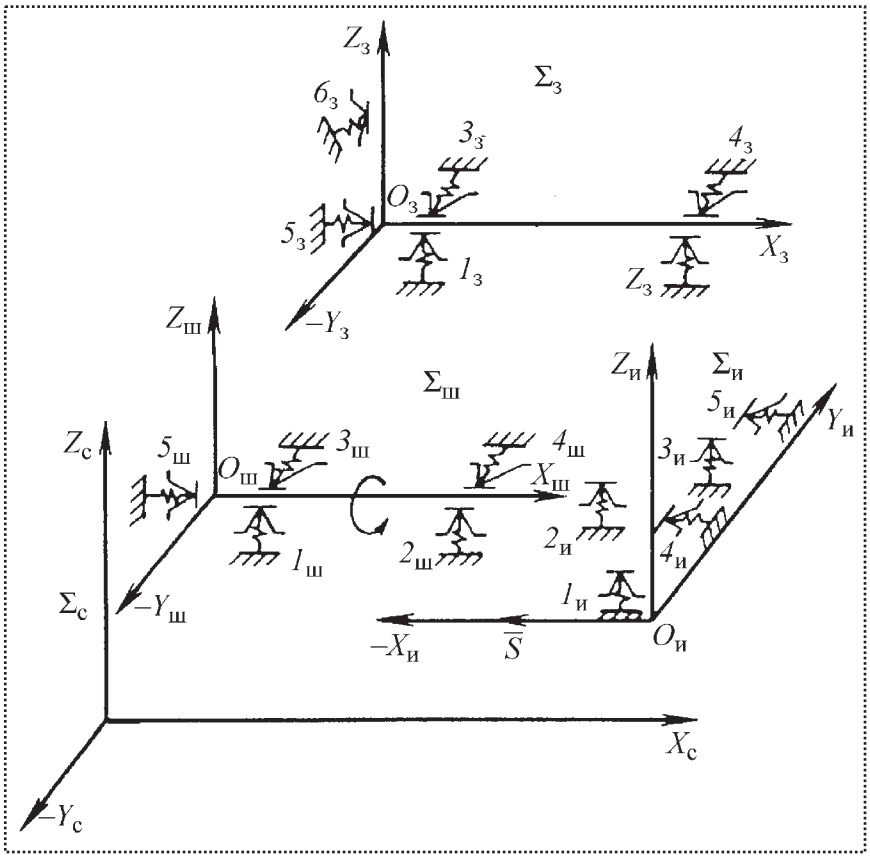


Рис. 12. Эквивалентная схема токарного станка. Индексы:
с – станок; ш – шпиндель; з – заготовка; и – инструмент. Σ – координатные системы; S – подача

Записав уравнение движения вершины резца в координатной системе заготовки и введя все вышеперечисленные данные в правую часть уравнения, можно исследовать их влияние на точность обработки.

3. Расчетная модель пятна контакта зубчатых колес. Одним из важнейших технических требований к зубчатым передачам, определяющим их работоспособность, является обеспечение размеров, формы и расположения пятна контакта на боковых поверхностях зубьев.

Указанные требования к пятну контакта во многом зависят от геометрических погрешностей деталей зубчатой передачи и их сборки, а также силового и теплового факторов, действующих в процессе работы передачи.

Анализ известных методов расчета параметров пятна контакта в зубчатых передачах показал, что они не учитывают совокупного действия указанных факторов, качественных характеристик.

Чтобы рассчитать параметры пятна контакта с учетом их действия, их надо включить в модель.

Для расчета ожидаемого пятна контакта надо знать положение фактической площадки контакта в каждый момент времени зацепления в неподвижной системе координат. Решение задачи определения ожидаемого пятна контакта и отклонений его параметров содержит следующие этапы:

- выявление кинематической и размерной цепей зубчатой передачи;
- построение координатных систем на деталях, вошедших в размерную цепь;
- включение в них опорных точек со значениями жесткости и ввод в координатные системы действующих сил, в результате чего получаем расчетную модель в виде эквивалентной схемы зубчатой передачи редуктора.

Далее записывают уравнение относительного движения боковых поверхностей зубьев, вошедших в зацепление, с последующим вводом в правую часть уравнения координат

расположения опорных точек, значения их жесткости, действующих сил.

4. Решение задач по борьбе с колебаниями. При решении задач данного типа используют расчетные схемы, построенные на значительных допущениях. В частности, рассматривают колебания отдельных деталей без их взаимосвязей с другими деталями; используют расчетные схемы с одной или несколькими, но не со всеми степенями свободы каждой из деталей и т.д. Все это существенно снижает точность расчетов.

Для повышения точности расчетов, поиска путей борьбы с колебаниями, возникающие в механической системе колебания нельзя рассматривать без учета взаимодействия ее элементов. Возникшие колебания одной детали в механической системе будут передаваться на другие, претерпевая определенную трансформацию.

Поэтому развитие исследований в области возникновения колебаний должно идти по пути изучения глубинных причин возникновения колебаний, изучения физической картины зарождения, передачи и трансформации колебаний от одного элемента механической системы к другой. При этом механическую систему необходимо рассматривать как совокупность многочисленных элементов со своими массами, схемами базирования, жесткостями, обладающими возможностью относительных перемещений.

Существенную помощь в таких исследованиях может оказать использование исходной модели, с помощью которой учитывают все детали механической системы, их массы, схемы базирования и др. характеристики.

Одним из существенных факторов, порождающих колебания, является неустойчивое равновесие элементов, обусловленное неопределенностью их базирования в механической системе. Это объясняется тем, что часто конструктивные решения механической системы обусловливают возможность элементов изменять свое относительное положение по мере изменения силового поля, образованного многочисленными силами и моментами, действующими в механической системе.

Например, по мере изменения направления тех или иных сил, действующих в механической системе, может наблюдаться раскрытие стыков между деталями. Таким образом, ранее лишенная шести степеней свободы деталь до приложения силы, получая одну или несколько степеней свободы, приобретает консольно расположенную массу, которой достаточно малейшего толчка, чтобы возбудить ее колебания.

Однако движения этих деталей ограничены, как правило, смежными с ними деталями. Входя в контакт с этими элементами, колеблющийся элемент передает им колебания, а последние вследствие наличия собственных масс, жесткостей и коэффициентов демпфирования приобретают иной характер. Одновременно смежные элементы оказывают влияние на колебания первого элемента, изменяя амплитуду и частоту его колебаний.

Изучение сложного процесса взаимодействия элементов механической системы с помощью исходной модели позволит глубже проникнуть в первопричины возникновения колебаний и на этой основе усовершенствовать расчетные методы.

Вывод

Предложенная исходная модель позволяет с единых позиций строить частные модели, устанавливать между ними связи, что в итоге позволит повысить точность расчетов изделия, снизить их трудоемкость при поиске компромиссных решений.

Библиографический список

1. **Базров Б.М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 369 с.

2. **Базров Б.М.** Построение размерных цепей изделия с помощью графа модулей поверхностей // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 26–33.

3. **Базров Б.М.** Расчет точности машин на ЭВМ. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.

Е.Н. Малышев, *канд. техн. наук;* **С.А. Бысов** *(Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана)*

Тел. (499) 268-3842

Эффективность автоматизированной системы сборки шаговых электродвигателей в серийном производстве*

Рассмотрена эффективность спроектированной сборочной системы с точки зрения ее производительности. Определена зависимость такта выпуска изделий от размера партии, времени переналадки системы и устранения сбоев.

Efficiency of the assembly system designed has been examined from the point of view of its productivity. Dependence of the production time on the size of a lot of workpieces, time of the system readjustment and time of the elimination of failures has been determined.

Ключевые слова: эффективность, производительность, такт выпуска.

Key words: efficiency, produktivity, production time.

При существующем производстве шаговых электродвигателей до 80–85 % трудозатрат приходится на сборочные операции**, поэтому в первую очередь именно здесь следует искать резервы для повышения производительности производства.

Одно из эффективных направлений – автоматизация сборки, позволяющая увеличить производительность труда на 70–80 % по сравнению с механизированной сборкой и в 4–10 раз по сравнению с ручной.

Автоматизированная система сборки шаговых электродвигателей должна отвечать следующим требованиям:

– гибкость по номенклатуре изделий;

– обеспечение заданной производительности;

– получение заданного уровня качества;

– высокая надежность сборочной системы;

– эргономичность рабочих мест сборщиков;

– простота внедрения автоматизированного оборудования в действующее производство;

– экономическая эффективность системы в целом.

Чтобы уменьшить затраты на сборочную систему, технологичность конструкции соединяемых деталей должна соответствовать специфичным для автоматической сборки изделий требованиям. Технологичность конструкции шаговых электродвигателей ухудшают:

– наличие гибких деталей (электропроводов), формы связей которых с устанавливаемыми деталями и узлами отличаются неопределенностью;

– сложность автоматизации, например, коммутации обмоток и проводов;

– высокие требования к точности относительного положения деталей и узлов (до 0,01 мм), что ведет к усложнению и удорожанию автоматического сборочного оборудования.

Специализированные и гибкие автоматизированные сборочные системы имеют стоимость одного порядка [1, 2], поэтому выбор того или иного вида определяется в первую очередь их гибкостью и производительностью.

Производительность сборочной системы зависит от быстродействия и точности рабочего органа, качества изготовления соединяемых деталей и узлов, содержания сборочных операций, эффективности работы периферийного оборудования (питателей, транспортных устройств, подсистем очувствления и средств технического контроля).

Важные характеристики производительности сборочной системы – время, затрачиваемое на запуск, перезапуск, остановку и восстановление после сбоев в работе (аварий, отключения энергии, обнаружения брака и т.д.), и время на переналадку системы при изменении номенклатуры собираемых изделий.

Длительность сборочных рабочих циклов, например, в электротехнической промышленности [1], в большинстве случаев не превышает 3 мин. (рис. 1), поэтому время на переналадку оборудования при переходе на сборку нового изделия должно быть значительно меньше времени на сборку серии изделий N_i, запускаемых в производство, или

$$N_i > N_1, \qquad (1)$$

*Материалы Международного научного симпозиума "Современные технологии сборки". МАМИ, 2008 г.

**По данным ФГУП "Калужский завод телеграфной аппаратуры".

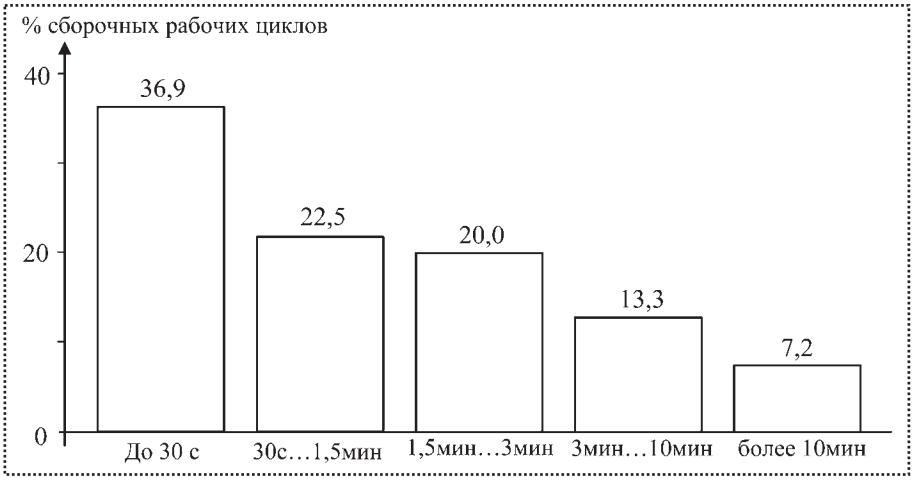


Рис. 1. Длительность сборочных рабочих циклов в электротехнической промышленности

где N_1 – количество изделий, которое может быть собрано вручную за время, затрачиваемое на переналадку автоматизированной сборочной системы.

Такт выпуска – характеристика производительности сборочной системы из K позиций, изолированной от остального производства буферными накопителями, найдем по формуле [1]:

$$T = (NK_S T_C + NKK_S P_q T_d + T_{St})/N, \qquad (2)$$

где N – программа выпуска изделий за заданный период времени (например, годовая);

K_S – количество переходов, выполняемых на одной сборочной позиции;

T_C – синхронизированное время на один сборочный переход;

P_q – коэффициент, характеризующий частоту переключения состояния системы по причине сбоев в ее работе;

T_d – средняя продолжительность устранения сбоя;

T_{St} – время на переналадку системы.

В серийном производстве [1]

$$T = K_S T_C + KK_S P_q T_d + \frac{T_{St}}{N_i}. \qquad (3)$$

Соотношение (3) справедливо и в том случае, когда каждая сборочная позиция изолирована с помощью T_d/T_C (или более) буферных накопителей и $K = 1$.

Приравнивая второй и третий члены равенства (3) и решая относительно N_i, получим

$$N_i = \frac{T_{St}}{KK_S P_q T_d}. \qquad (4)$$

Равенство (4) определяет критический размер серии собираемых изделий, при котором время переналадки становится сопоставимым со временем на устранение сбоев сборочной системы. Далее N_i, определенное по соотношению (4), обозначим через N_3.

Приравнивая первый и третий члены равенства (3) и решая относительно N_i, получим

$$N_i = \frac{T_{St}}{K_S T_C}. \qquad (5)$$

Это равенство определяет критический размер серии N_2, при котором время, необходимое на ее сборку, равно времени, затраченному на переналадку сборочной системы (коэффициент загрузки сборочной системы $K_3 = 0{,}5$).

Таким образом, необходимое условие эффективного применения автоматизированной системы сборки в серийном производстве:

$$N_i > N_1,$$

достаточное условие:

$$N_i \geq \begin{cases} N_2 \\ N_3 \end{cases}.$$

На рис. 2 показан гибридный четырехфазный шаговый электродвигатель с угловым шагом 1,8°. Шаговый двигатель – это электрический двигатель, преобразующий входной электрический импульсный сигнал в дискретные угловые или линейные перемещения ротора двигателя с возможной фиксацией его в определенных положениях.

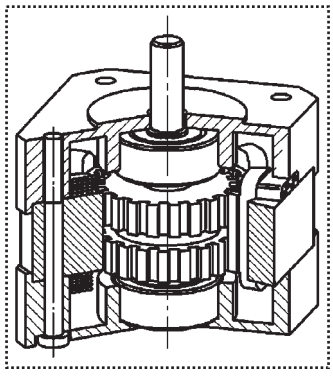


Рис. 2. Шаговый электродвигатель

В соответствии с назначением такие двигатели выпускают с различными по конструкции и размерам выходными ступенями вала (цилиндрическими или коническими, с внутренним резьбовым отверстием и без него, с коническими и цилиндрическими отверстия-

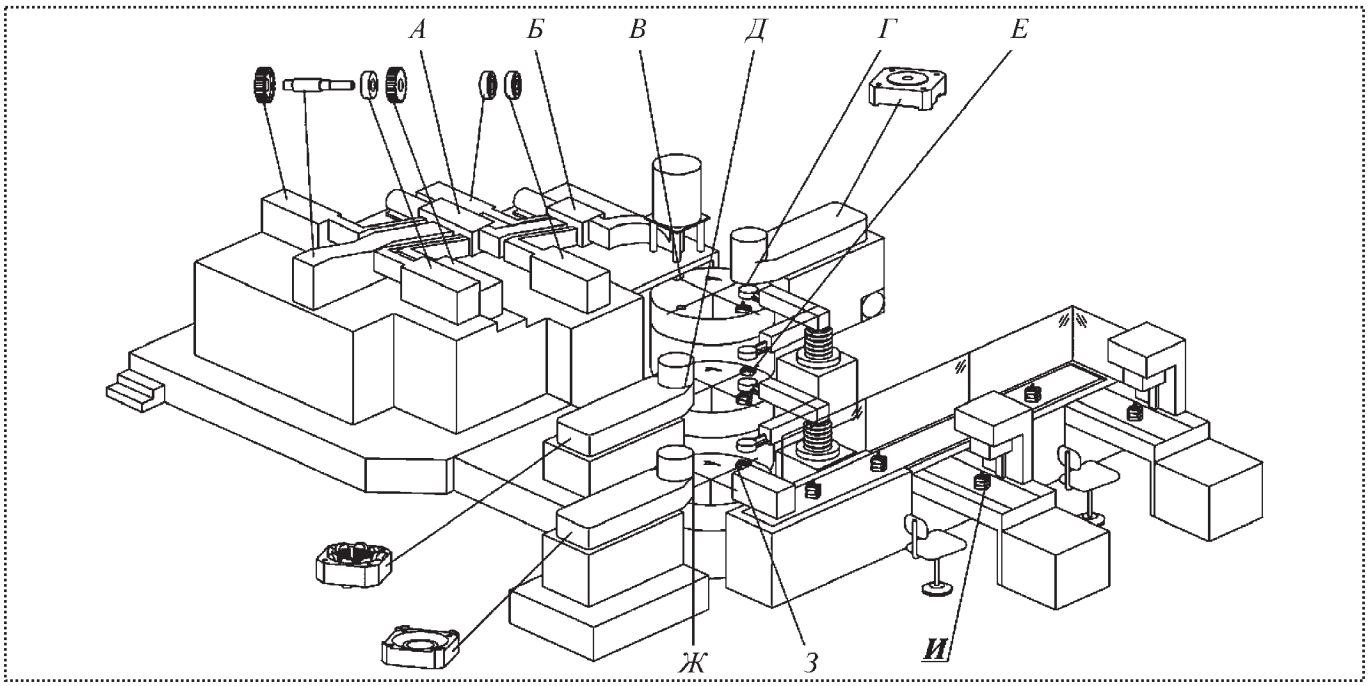


Рис. 3. Гибкая автоматизированная система сборки шаговых электродвигателей

ми, оси которых расположены соосно посадочной ступени или перпендикулярно оси вала), с широким диапазоном и различными соотношением размеров деталей и габаритными размерами.

Рост потребности в электродвигателях малой мощности в отраслях машиностроения сопровождается обновлением их типоразмеров, поэтому актуальна задача создания средств технологического оснащения, значительно снижающих сроки переналадки автоматизированных сборочных систем в условиях серийного многономенклатурного производства изделий.

Для решения этой задачи спроектирована гибкая автоматизированная система сборки шаговых электродвигателей в условиях серийного производства (рис. 3), разработана сборочная оснастка, определены методы и средства автоматизации сборочных операций.

В табл. 1 приведены показатели спроектированной автоматизированной системы сборки шаговых

Таблица 1

Затраты времени на выполнение сборочных и транспортных операций при сборке шаговых электродвигателей на гибкой автоматизированной сборочной линии

Позиция по рис. 3	Содержание работ	Транспортно-накопительные устройства	Время выполнения сборочных работ (транспортирования), с	Время переналадки оборудования, с
А	–	Магазины с питателями	–	170–200
	Соединение вала ротора с магнитом и сердечниками ротора	–	4–5	–
Б	–	Магазины с питателями, накопители	–	150–180
	Установка подшипников на вал ротора	–	4–5	–
В	–	Скат	2–5	200–210
	Установка ротора в сборочное приспособление	–	3–5	–

Продолжение табл. 1

Позиция по рис. 3	Содержание работ	Транспортно-накопительные устройства	Время выполнения сборочных работ (транспортирования), с	Время переналадки оборудования, с
	–	Стол поворотный	1–3	–
Г	–	Магазин с питателем	3–4	120–160
	Установка на ротор верхней крышки	–		–
Д	–	Магазин с питателем	3–5	160–200
	Установка статора в сборочное приспособление	–		0–40
	–	Стол поворотный	1–3	–
Е	–	ПР-Манипулятор	2–5	–
	Установка ротора с верхней крышкой в статор	–		–
	–	Стол поворотный	1–3	–
Ж	–	Магазин с питателем	3–5	–
	Установка нижней крышки в сборочное приспособление	–		–
	–	Стол поворотный	1–3	–
З	–	ПР-Манипулятор	2–5	–
	Установка собранного ранее узла в нижнюю крышку	–		–
И	–	ПР-Манипулятор	2–3	–
	–	Конвейер	3–5	–
	Установка и завинчивание крепежных винтов	–	7–12	–
			Синхронизированная длительность сборочного цикла $T_C = 6$ с	Общее время на переналадку сборочной системы $T_{St} = 360...600$ с

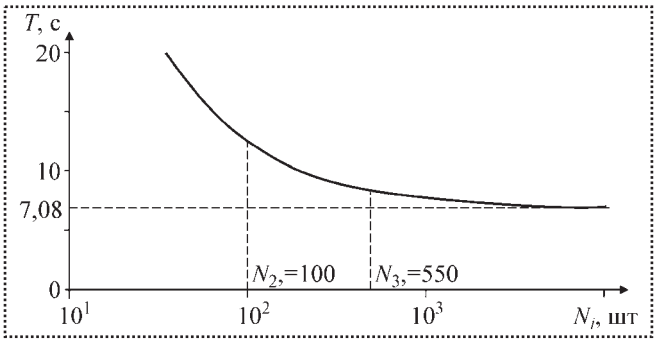


Рис. 4. Влияние размера серии собираемых шаговых двигателей N_i на такт T выпуска изделий

двигателей. Для расчетов приняты следующие данные: $K_S = 1$; $P_q = 0{,}001$; $T_C = 6$ с; $T_d = 120$ с; $T_{St} = 600$ с.

На рис. 4 показано влияние размера серии собираемых шаговых двигателей на время сборки одного изделия (такт выпуска) T с помощью спроектированной сборочной системы.

Выводы

Предложенная методика позволяет определить эффективность внедрения и использования спроектированной автоматизированной сборочной системы шаговых электродвигателей.

Расчеты показали следующее:

– количество изделий, которое может быть собрано вручную за время, затрачиваемое на переналадку спроектированной автоматизированной сборочной системы, N_1 = 6 шт.;

– размер запускаемой в производство серии изделий, при которой время переналадки сборочной системы при переходе к новому изделию становится сопоставимым с временем, затрачиваемым на сборку всей серии, N_2 = 100 шт.;

– размер запускаемой в производство серии изделий, при которой время переналадки сборочной системы становится сопоставимым со временем устранения сбоев в ее работе, N_3 = 550 шт.

Таким образом, применение спроектированной автоматизированной системы эффективно, если запускаемая в производство партия изделий одного наименования и типоразмера превышает 550 шт.

Библиографический список

1. **Гибкие** сборочные системы / под ред. У.Б. Хегинботама. М.: Машиностроение, 1988. 400 с.

2. **Машиностроение.** Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Т. III-5: Технология сборки в машиностроении / А.А. Гусев, В.В. Павлов, А.Г. Андреев и др.; под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 2001. 640 с.

УДК 621.075: 539.4(5)

А.Н. Журавлев, *канд. техн. наук (ОАО "Волгабурмаш")*

e-mail: zan.samgtu@mail.ru

Разработка алгоритма синхронизации взаимодействия роликов в опорах буровых долот при структурно упорядоченной сборке

Представлен алгоритм синхронизации взаимодействия роликов в опорах буровых шарошечных долот, на основе которого создан принцип фазового соответствия структурно упорядоченной сборки.

In the work is presented the algorithm of synchronization of interaction of rollets in rock bit bearings, on which basis was created the principle of phase conformity of structurally ordered assembly.

Ключевые слова: структурно упорядоченная сборка, неупорядоченная сборка, монада, алгоритм, опора бурового долота.

Key words: structurally ordered assembly, disorder assembly, monad, algorithm, rock bit bearing.

Для исследования процесса взаимодействия деталей роликовых опор необходимо сформировать задачи, которые включают разработку множества допустимых вариантов сборки, их предварительную оценку и окончательный выбор наилучшего варианта. Основным условием такого исследования является ограниченное число полиструктурных вариантов, включающих комбинаторику составляющей комплектов роликов, прошедших селективный отбор по параметру действительных размеров. Комбинаторика в случае сборки многорядных роликовых опор представляет множество альтернатив парных осевых взаимодействий роликов в комплекте. Несмотря на различия конструкций, многорядные роликовые опоры (многорядные подшипники, буровые долота и др.) имеют общие технологические и эксплуатационные признаки, обеспечивающие разработку независимых технологий сборки наряду с формированием общей задачи декомпозиции изделий. Все перечисленные изделия объединены по общности характеристик контуров трех типов, включая два внутренних A_1 и A_2, один взаимосвязанный Б и один внешний В (рис. 1).

Из известных конструкций многорядных роликовых опор только трехшарошечные буровые долота включают все три разновидности контуров, связывающие качество сборки изделия с его расчетным ресурсом. Такие конструкции составляют основную часть (порядка 630 наименований) выпускаемой в России и ближнем зарубежье продукции. По этой причине объектом исследования выбрана технология сборки буровых долот с двухрядными роликовыми опорами.

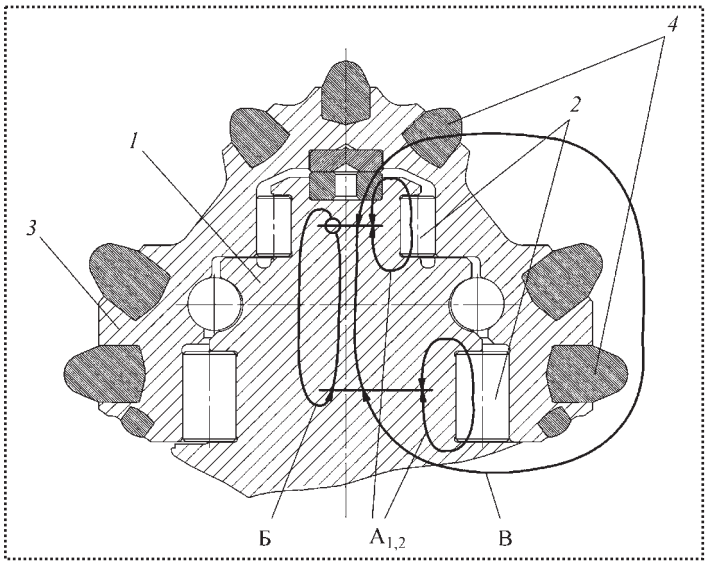


Рис. 1. Схема структурной декомпозиции роликовых опор:
1 – цапфа лапы; *2* – большие и малые ролики; *3* – шарошка; *4* – зубки

Взаимодействие деталей роликовых опор в контурном виде определяется тем, что при сборке реализуется принцип постоянства глобальной системы координат, а направленность контура указывает на вектор его взаимодействия. Внутренние контуры *А* формируются при комплектовании роликов и установке комплектов на роликовые дорожки. Такая последовательность сборочных переходов составляет операцию комплектования роликов. Локальной координатой отсчета служит первый ролик в комплектах внутренних контуров $A_{1,2}$, а вектор, указывающий направление комплектования, связан с угловыми разворотами комплектов роликов относительно своего ряда A_1 и A_2 роликовых дорожек.

Этому же принципу постоянства отсчета и направленности вектора взаимодействия соответствует выделенный взаимосвязанный контур *Б*, который задает свойство структур взаимодействий роликовых опор при функционировании изделия.

Показатели качества сборки каждого типа контура задаются набором геометрических параметров, которые составляют структуру взаимодействий многорядных роликовых опор, обладающих алгоритмическим свойством однозначности [1]. Элементы взаимосвязанного контура (детали и сборочные компоненты соединений) функционально объединены общими процессами взаимодействия и условиями структурного размещения в изделии. Выделение общих типов контуров в задаче декомпозиции позволяет сохранить существенные связи подвижных деталей роликовых опор, а также выделить ограничения и частные критерии структурно упорядоченной сборки (СУС) изделий [2].

Для анализа структурных взаимодействий роликов внутренних контуров разработан алгоритм синхронизации взаимосвязанного контура СУС, учитывающий переменные значения проекций перемещения центров роликов (рис. 2) на гиперплоскость действия внешней силы *P*. Перемещения роликов большой роликовой дорожки (БРД) находят по зависимости $\{X_{БРД}\} = (O_{рп} - O_{рп+1})\perp/\{O_1, Q_1, Q_2\}$ после поворота опоры через каждые 10° по следующим координатам: $O_1 = (0, 0, 0)$; $Q_1 = (R^{ш}, 0, 0)$; $Q_2 = (r^{ш}, l, 0)$, где l – расстояние между рядами роликов в осевом направлении опоры. Таким образом, получаем по 36 значений для перемещений каждого ряда роликов. Аналогично определяют перемещения роликов малой роликовой дорожки (МРД).

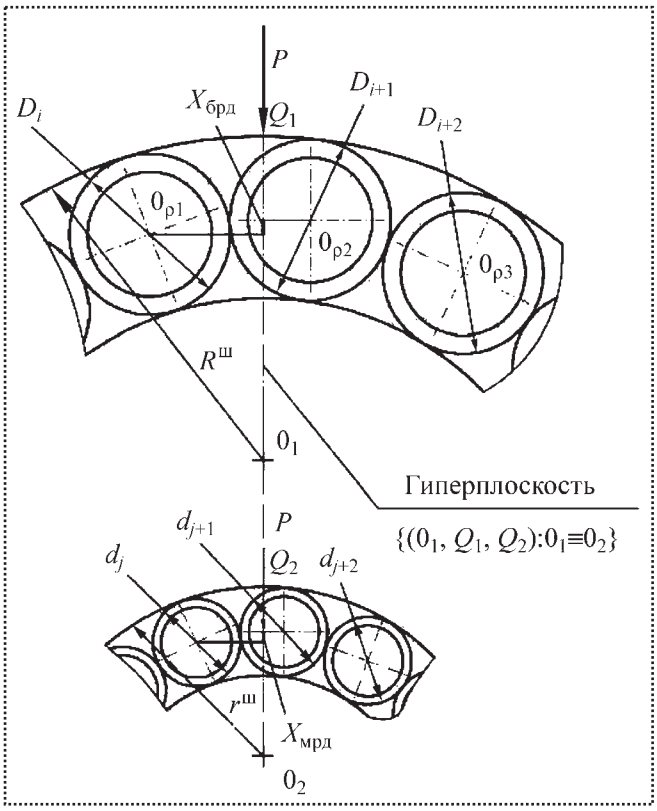


Рис. 2. Ортогональные проекции координат центров симметрии роликов на вектор внешней силы *P*

По полученным данным функций координат центров симметрии роликов $S(X, Y)$, $S(x, y)$ находят проекции перемещений роликов на ось действия силы в полярной системе координат (рис. 3).

В алгоритме структурных связей взаимодействий роликов в качестве переменных последовательностей бинарных функций использованы интенсивности проекций перемещений центров роликов. Эти бинарные функции составляют x-последовательность из n нулей и единиц: $x = (x_1, \ldots, x_n)$, $x_j \in Z_2$. Множество M всех 2^n таких последовательностей является n-мерным векторным пространством над полем Z_2 из двух элементов: $M = Z_2^n$. Для анализа структур внутренних контуров $A_{1,2}$ бинарной функции перемещений центров роликов $x \in M$ рассмотрим ее первые разности, определив линейный оператор $A : M \to M$, $y = Ax$ рекуррентной формулой $y_j = x_{j+1} - x_j$.

Чтобы получить разность n, найдем x_{n+1} как x_1, т.е. выполним условие цикличности x-последовательности. Функция x со значениями x_j в точках j будет периодической с периодом n. Отображение конечного множества M в себя переводит каждую точку в новую, называемую монадой [3]. Значения монад x-последовательностей на примере внутреннего контура в зонах натяга $n = 7$, первой и второй переходных зонах $n = 7$, зоне зазоров $n = 15$ для относительных углов φ разворота комплектов роликов от 10 до 30° представлены в табл. 1. Соотношения алгебраических тождеств получены через $\delta : Z_2^n \to Z_2^n$ оператора циклического сдвига последовательности x. Если выполняется $\delta x = y$, то $y_j = x_{j-1}$, где $x_{-1} = x_n$, поскольку последовательности циклически замкнуты.

Ниже приведена схема расчета монад x-последовательностей внутреннего контура A_1 (рис. 4) для зоны натяга при СУС (для углов поворота 10 и 30°). Данные для расчета взяты из табл. 2. В зону натяга входят измерения в точках 34, 35, 36, 1, 2, 3, 4 (см. рис. 3). Плюс заменяется цифрой 1, минус – цифрой 0.

Полученные соотношения служат мерой синхронизации процессов взаимодействий роликов в установленных зонах внутреннего контура БРД роликовых опор, собранных по методикам СУС и неупорядоченной сборки (НС). В зоне натяга происходят идентичные процессы взаимодействия роликов. Синхронизация здесь нарушается в положениях комплектов с углами 60 и 90°. Установлено различие цикловых последовательностей в первой и второй зонах переходных посадок, что указывает на различие процессов взаимодействий, которое сохраняется для технологий СУС и НС. Выявлена периодичность процессов взаимодействий роликов в зоне с гарантированным зазором, включающая пять циклов с максимальным значением двух периодов для СУС и пять циклов с максимальным значением трех периодов для НС. Определена мера синхронизации двух зон с переходными посадками. Для СУС и НС получено пять циклов с максимальным значением трех периодов и шесть циклов с максимальным значением трех периодов соответственно в первой и во второй переходных зонах.

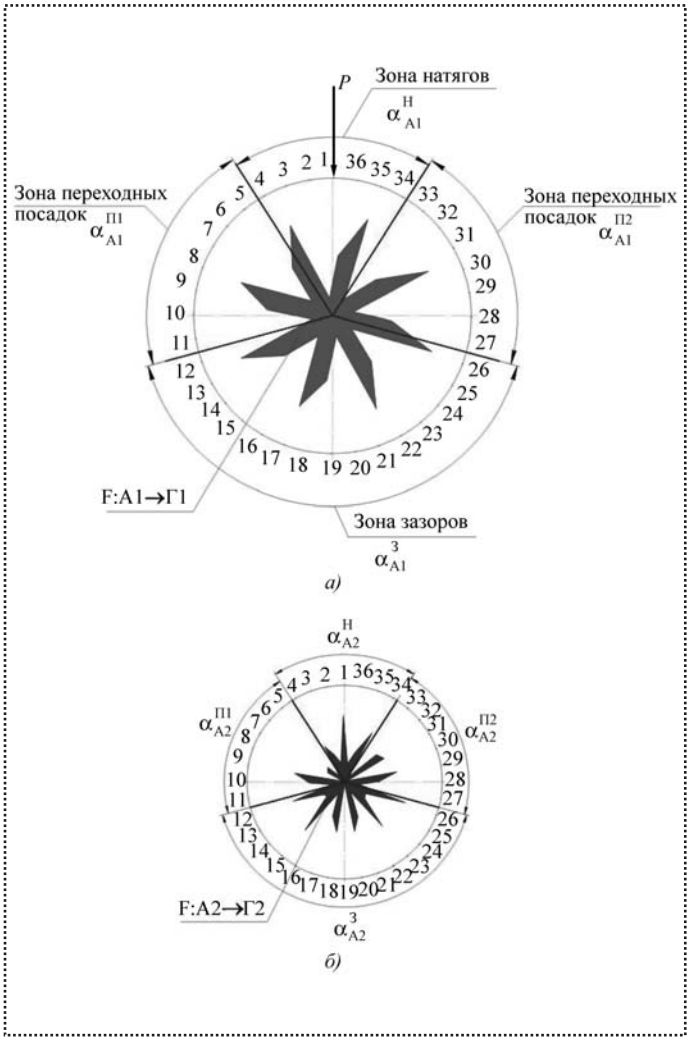


Рис. 3. Карты проекции перемещений роликов на вектор внешней силы *P*:
а – БРД; *б* – МРД

Таблица 1

Компоненты цикла монад внутреннего контура роликовых опор (фрагмент)

Угол поворота комплекта, град	Зоны внутреннего контура A_1							
	$\omega^{Н}$	Натяг	$\omega^{П1}$	Переходная 1	$\omega^{З}$	Зазор	$\omega^{П2}$	Переходная 2
СУС								
10	2	С 1 по 8	1	С 2 по 9	1	С 1 по 16	1	С 2 по 9
20		С 1 по 8	1	С 1 по 8	2	С 2 по 17	1	С 1 по 8
30	1	С 2 по 9	1	С 2 по 9		С 2 по 17	1	С 2 по 9
НС								
10	1	С 1 по 8	1	С 1 по 8	1	С 1 по 16	1	С 1 по 8
20	1	С 1 по 8	1	С 1 по 8	1	С 1 по 16	1	С 1 по 8
30	1	С 1 по 8	1	С 1 по 8	1	С 1 по 16	1	С 1 по 8

Следующий этап алгоритма синхронизации структурных связей включает геометрические действия по совмещению карт проекций перемещений Г1 и Г2 с соединением центров симметрий $S(X, Y) = S(x, y)$ их координатных осей Г1 □ Г2 | $(X, Y)_{брд} = (x, y)_{мрд}$; итерации групп вращений, имитирующие угловые повороты Г1 относительно Г2 на угол φ через каждые 10° вокруг оси, перпендикулярной плоскости проекции; определение количества совпадений градиентов функций Г1(φ) и Г2(φ). Все угловые повороты карты проекций Г1 происходят относительно метки (рис. 5) с привязкой к локальной полярной системе координат.

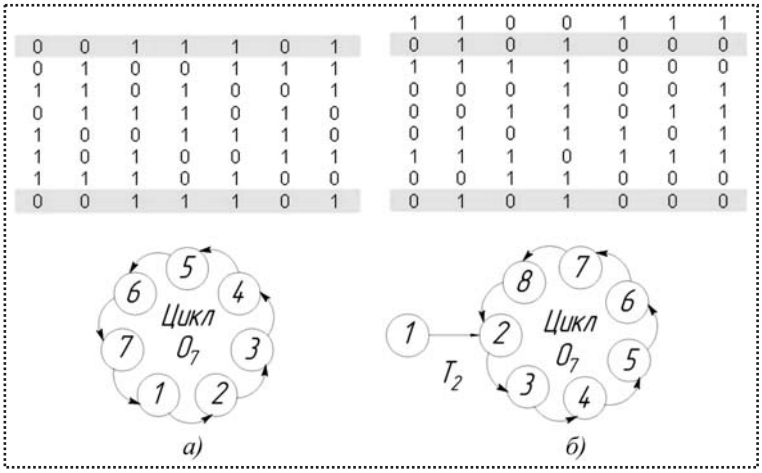


Рис. 4. Схема расчета и графы монад *x*-последовательности внутреннего контура при СУС для угла поворота комплекта 10° (*а*) и 30° (*б*)

Таблица 2

Фрагмент результатов взаимодействия внутренних и взаимосвязанного контуров подвижных соединений

№ п/п	МРД	Поворот комплекта роликов БРД на угол φ, °								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	+	+	–	–	+	+	+	–	–	+
2	–	+	–	+	+	+	–	–	+	+
3	+	–	+	+	+	–	–	+	+	–
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
34	–	–	–	+	+	–	–	+	+	+
35	–	–	+	+	+	–	+	+	+	–
36	+	+	+	–	–	+	+	+	–	–
Количество совпадений		20	19	20	15	18	22	20	15	12

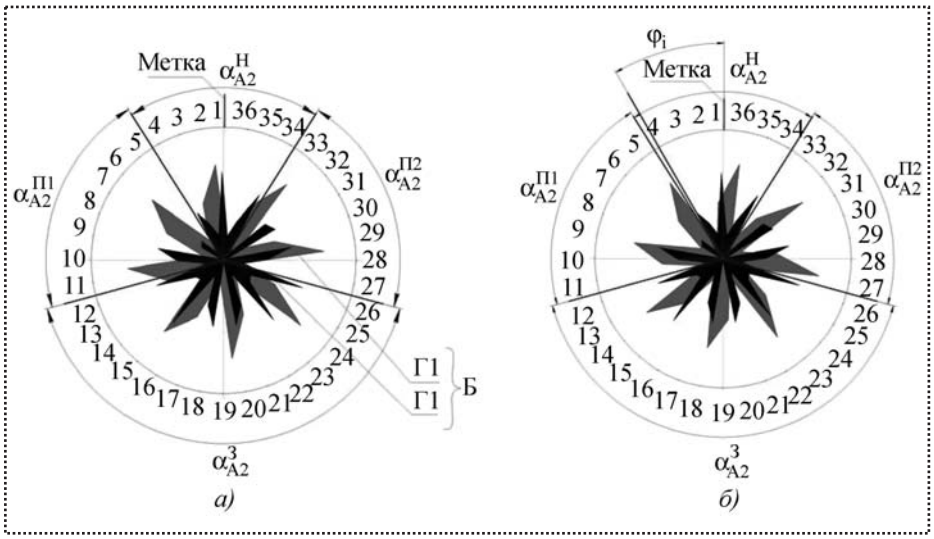


Рис. 5. Наложение карт перемещений центров роликов БРД и МРД:
а – начало сборки (φ = 0); *б* – разворот комплекта БРД относительно комплекта МРД (φ = 40°)

Вид знаковой функции определяется структурным коэффициентом

$$K(\varphi) = f(\varphi,\ x);\ K(\varphi) = \frac{n_{++}(n_{--})}{n_{+-}(n_{-+})},$$

где $n_{++}(n_{--})$ – количество благоприятных исходов (совпадений направления перемещений роликов по большой и малой роликовым дорожкам); $n_{+-}(n_{-+})$ – количество неблагоприятных исходов (несовпадений направления перемещений роликов по большой и малой роликовым дорожкам).

Количество благоприятных и неблагоприятных исходов в виде компоновочных схем для угла φ от 10 до 90° дано в табл. 2.

Оператор бинарной функции взаимосвязанного контура последовательности x_j включает преобразование знаковой функции

$$x_j = \begin{cases} 1 \text{ при (БРД/МРД:+/+, –/–)} \\ 0 \text{ при (БРД/МРД:+/–, –/+)}, \end{cases}$$

в соответствии с которой выполняется расчет монад (множества последовательностей интенсивности смещения центров роликов) во взаимосвязанном контуре. Результат расчета оператора взятия разности $A : M \to M$, отраженный на компонент связанности цикла поли- и моноструктурных составляющих, фрагментально представлен в табл. 3.

На рис. 6 графически представлены зонные частоты пульсирующих циклов взаимодействия роликов для двух методик сборки.

Полученные соотношения служат мерой синхронизации процессов взаимодействий роликов в установленных зонах взаимосвязанного контура БРД и МРД роликовых опор, собранных по методикам СУС и НС. В зоне натяга взаимодействий роликов БРД и МРД при НС синхронизация нарушается в двух угловых положениях комплектов с углами 10 и 60°. Установлено различие цикловых последовательностей в первой и второй зонах переходных посадок, а также в зоне зазора, что указывает на различие процессов взаимодействия, которое сохраняется для технологий СУС и НС.

На основе анализа алгоритма синхронизации взаимодействия роликов в подвижном соединении был создан принцип фазового соответствия, сущность которого определяют два правила:

1. Каждому варианту полиструктуры соответствует фазовый угол начала взаимодействия контура многорядной опоры качения.

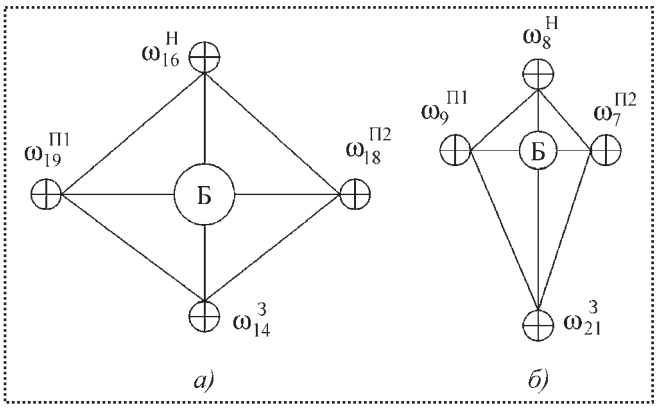


Рис. 6. Зонные частоты пульсирующих циклов взаимодействия роликов во взаимосвязанном контуре по методике СУС (*а*) и НС (*б*)

Таблица 3

Компоненты цикла монад взаимосвязанного контура роликовых опор (фрагмент)

Угол поворота комплекта, град	Зоны внутреннего контура *Б*							
	$\omega^{Н}$	Натяг	$\omega^{П1}$	Переходная 1	$\omega^{З}$	Зазор	$\omega^{П2}$	Переходная 2
СУС								
10	2	С 1 по 8	1	С 1 по 8	1	С 1 по 16	1	С 1 по 8
20		С 1 по 8	1	С 2 по 9	2	С 2 по 17	1	С 2 по 9
30	1	С 2 по 9	1	С 1 по 8		С 2 по 17	1	С 1 по 8
НС								
10	1	С 1 (все 1)	1	С 1 (все 0)	1	С 1 по 16	1	С 1 по 8
20	2	С 2 по 9	1	С 1 по 8	1	С 1 по 16	1	С 1 по 8
30		С 2 по 9	1	С 1 по 8	1	С 1 по 16	1	С 1 (все 0)

2. Если парное взаимодействие роликов полиструктуры имеет большинство благоприятных исходов, то при прочих равных условиях степень перераспределения нагрузки между роликовыми дорожками тем выше, чем больше количество пульсирующих циклов во всех зонах подвижного соединения.

Библиографический список

1. **Раскин Л.Г.** Анализ сложных систем и элементы теории оптимального управления. М.: Сов. Радио, 1976. 344 с.

2. **Рыльцев И.К., Журавлев А.Н.** Структурно упорядоченная технология сборки изделий тяжелого машиностроения. М.: Машиностроение-1, 2007, 327 с.

3. **Арнольд В.И.** Топология и статистика арифметических и алгебраических формул. Успехи математических наук. 58 (2003), 4. С. 3–28.

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТРАКТОРОВ:
учебник для студентов вузов

В.М. Шарипов

2009. – 752 с. ISBN: 978-5-94275-437-2

Цена 693 р. с НДС

Рассмотрены основные принципы конструирования и расчета тракторов. Приведены методики расчета сборочных единиц и деталей и характеристики используемых материалов.

2-е издание (1-е изд. 2004 г.) переработано и дополнено разделами по гидродинамическим передачам, гусеничному движителю и гидрообъемному рулевому управлению.

Для студентов высших учебных заведений, изучающих конструирование и расчет тракторов и автомобилей, а также для инженерно-технических работников, занимающихся разработкой новых и совершенствованием существующих моделей тракторов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в ООО "Издательство Машиностроение" в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

П.Н. Учаев, И.Н. Жесткова

Тел. (499) 268-3842

Конусные соединения

Приведены особенности сборки конусных соединений, рассмотрены вопросы надежности их работы и способы регулирования натяга в этих соединениях.

There are given features of conical joints, the questions of its functioning security and methods of tightness adjusting in the joints are considered.

Ключевые слова: конические поверхности вала и ступицы, конусность, сила затяжки, надежность, регулирование натяга.

Key words: conical surface of axis and nave, obliquity, power of tightening, security, tightness adjusting.

В конусных соединениях крутящий момент передается трением, возникающим на посадочных поверхностях при затяжке ступицы на валу.

Необходим строгий контроль силы затяжки. При недостаточной затяжке снижается несущая способность соединения, при избыточной – могут появиться опасные для прочности напряжения в охватывающей и охватываемой деталях.

Подобно соединениям с натягом конусные соединения применяют преимущественно в концевых установках.

Конусные соединения можно собирать при любом угловом положении насадной детали на валу. При необходимости выдержать определенное угловое положение в соединение вводят фиксирующие элементы, например шпонку, установочный штифт и др.

Осевое положение насадной детали на валу колеблется из-за производственных отклонений диаметральных размеров конических поверхностей вала и отверстия ступицы. При затяжке ступица перемещается вдоль вала на несколько миллиметров. При повторных затяжках положение детали меняется в результате происходящего в эксплуатации смятия посадочных поверхностей.

Конусные соединения с натягом (рис. 1, *а*) применяют в глухих и редко разбираемых соединениях, затяжные (рис. 1, *б*, *в*) – в разборных.

Конические поверхности вала и ступицы обрабатывают соответственно по 6-му и 7-му квалитету; параметры шероховатости $Ra = 0{,}32...1{,}25$ мкм. В ответственных разборных соединениях конусы

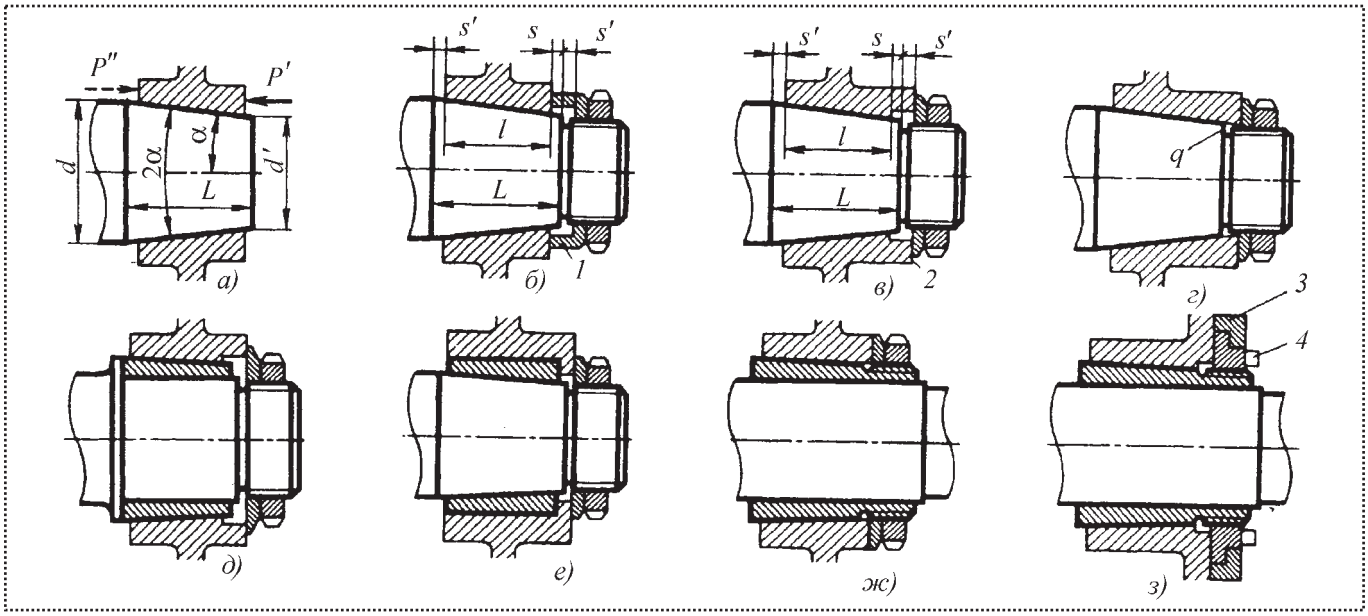


Рис. 1. Конусные соединения

притирают по краске до получения контакта на площади не менее 80 % поверхности конуса.

Для облегчения притирки и повторных переборок целесообразно выпускать конус вала из отверстия ступицы на величину s = 1,4...2 мм (рис. 1, *б*, *в*). Иначе на стенках отверстия в точке q (рис. 1, *г*) при притирке образуется кольцевая ступенька, затрудняющая перемещение ступицы вдоль вала.

Свешивающуюся часть конуса перекрывают чашечной шайбой *1* (рис. 1, *б*) или кольцевым выступом *2* на ступице (рис. 1, *в*) с запасом s' на осевое перемещение ступицы при затяжке. Учитывая возможность смятия посадочных поверхностей в эксплуатации, запас делают равным (1,5...2)h, где h – расчетное осевое перемещение втулки при первоначальной затяжке.

Резьба вала также должна быть выполнена с запасом s'.

Во избежание уменьшения рабочей длины соединения при переборках противоположный конец конуса должен выходить за ступицу на величину не менее s'.

Таким образом, длина конуса вала должна быть

$$L = l + s + s',$$

где l – длина рабочей поверхности ступицы.

В соединениях, подвергающихся циклическим нагрузкам, во избежание наклепа и сваривания посадочных поверхностей вводят промежуточные втулки из твердых бронз (БрК3Мц1 или БрБ2) с наружной (рис. 1, *д*) или внутренней (рис. 1, *е*) конусностью. Центрирование происходит по двум поверхностям, что предъявляет повышенные требования к точности изготовления втулок.

Целесообразнее применять гальваническое или термодиффузионное покрытие контактных поверхностей мягкими металлами (Cu, Zn, Cd). Такие покрытия не только предотвращают сваривание, но и значительно повышают несущую способность соединения.

При установке деталей на длинных валах, а также при необходимости регулирования в широких пределах осевого положения деталей на валу применяют затяжные втулки (рис. 1, *ж*, *з*).

В конструкции на рис. 1, *з* предусмотрено съемное устройство. При отвертывании гайка *4*, упираясь ребордой в шайбу *3*, привернутую к ступице, стягивает ступицу с вала.

Конусностью называют отношение

$$K = \frac{d - d'}{L} = 2\mathrm{tg}\alpha,$$

где d и d' – соответственно большой и малый диаметры конуса (см. рис. 1, *а*), мм; L – длина конуса, мм [обычно L = (1...1,2)d]; α – половина центрального угла конуса.

Уклоном называют отношение

$$Y = \frac{d - d'}{L} = \mathrm{tg}\alpha = 0{,}5K.$$

Соотношения между α, K и Y приведены на рис. 2.

На передаваемый момент конусность не оказывает влияния, если затяжка производится исходя из условия создания в соединении расчетного натяга. С уменьшением конусности необходимая сила затяжки уменьшается, а осевое перемещение увеличивается; с увеличением конусности – наоборот.

При постоянной силе затяжки с уменьшением конусности увеличиваются радиальный натяг и передаваемый крутящий момент, но одновременно возрастают напряжения в вале и ступице.

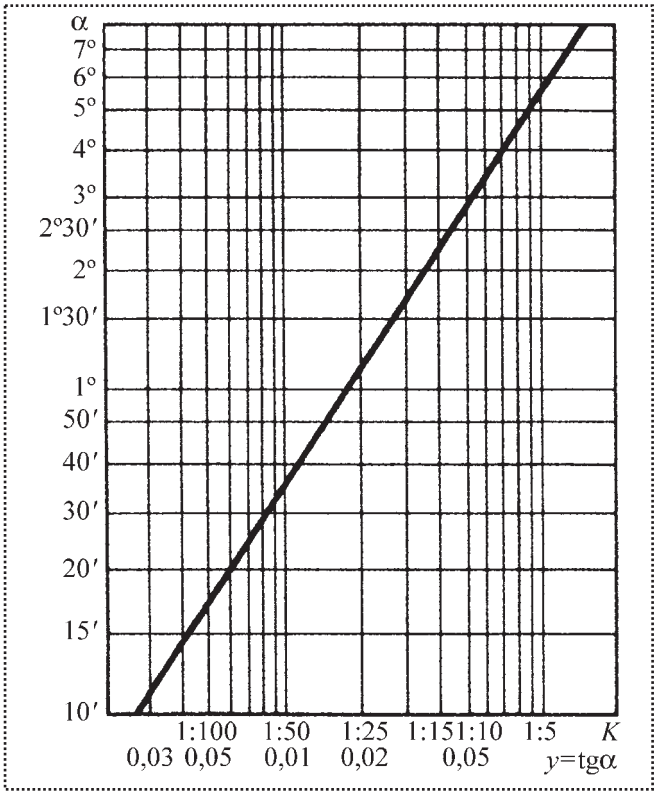


Рис. 2. Зависимость между α, *K* и *Y*

Сопротивляемость конусных соединений с натягом осевому сдвигу неодинакова в различных направлениях. Если нагрузка направлена против вершины конуса (сплошная стрелка на рис. 1, *а*), то сдвигу препятствуют сила трения на посадочной поверхности и осевая составляющая реакции упругого сжатия охватываемой детали и растяжения охватывающей.

Сила трения

$$F = k\pi d_{ср} l f,$$

где k – давление на посадочной поверхности; l и $d_{ср}$ – длина и диаметр посадочной поверхности ($d_{ср} \approx d$); f – коэффициент трения.

Осевая сила реакции

$$P_{ос} = k\pi d_{ср} l \mathrm{tg}\alpha,$$

где α – половина угла при вершине конуса.

Полная сила

$$P' = F + P_{ос} = k\pi d_{ср} l (f + \mathrm{tg}\alpha). \quad (1)$$

Сдвигу в обратном направлении (штриховая стрелка на рис. 1, *а*) препятствует только сила трения. Сила упругой реакции, наоборот, способствует сдвигу.

Сила сдвига при этом

$$P'' = F - P_{ос} = k\pi d_{ср} l (f - \mathrm{tg}\alpha). \quad (2)$$

Отношение

$$\frac{P''}{P'} = \frac{f - \mathrm{tg}\alpha}{f + \mathrm{tg}\alpha}. \quad (3)$$

На рис. 3 показана зависимость сил P' и P'', подсчитанных по формулам (1) и (2), от угла α (величина $k\pi d_{ср} l$ принята равной единице), а также отношение P''/P', определенное по формуле (3).

Сила P' возрастает, а сила P'' падает прямо пропорционально K. С увеличением коэффициента трения эти силы увеличиваются.

Для надежной работы соединения необходимо, чтобы отношение P''/P' было по возможности близко к единице. Это условие выдерживается при $K < 1{:}50$ (при $f = 0{,}1$ отношение $P''/P' > 0{,}8$).

С увеличением K отношение P''/P' уменьшается (при $f = 0{,}1$ и $K > 1{:}20$ отношение $P''/P' < 0{,}6$). При $K = 1{:}10$ и при минимальном $f = 0{,}05$ сила P'' становится равной нулю (что означает нарушение условия самоторможения: $K = 2\mathrm{tg}\alpha \le 2f \le$ $\le 1{:}10$).

При $K \le 1{:}50$ сила P'' уменьшается незначительно (при $K = 1{:}100$ отношение P''/P' примерно на 10 % больше, чем при $K = 1{:}50$). Вместе с тем

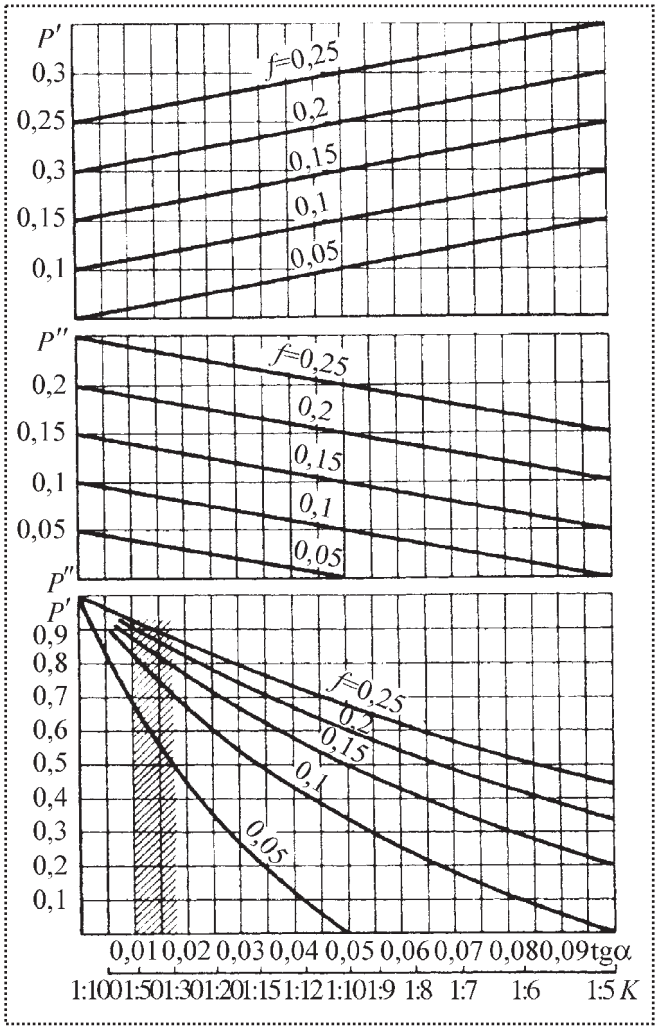


Рис. 3. Силы осевого сдвига *P'* и *P''* и отношение *P''/P'* в зависимости от *K* и *f*

уменьшение K вызывает ряд отрицательных явлений – увеличение осевого смещения при запрессовке, повышение чувствительности соединения к перегрузке силами P'.

Рекомендуемые конусности для соединений с натягом $K = 1{:}50...1{:}30$ (заштрихованная область на рис. 3), при которых отношение $P''/P' \approx 0{,}8...0{,}6$ и сохраняется удовлетворительное значение 0,5 даже при $f = 0{,}05$.

Затяжные втулки (см. рис. 1, *д–з*) выполняют с целью уменьшения толщины втулки с конусностью до 1:100.

Нагружаемость затяжных соединений (см. рис. 1, *б*, *в*) силами, направленными к вершине конуса, значительно больше и определяется сопротивлением резьбы затяжной гайки срезу. Ограничений в выборе угла конуса при этом нет. Для увеличения осевой нагружаемости в направлении от

вершины конуса, уменьшения осевого сдвига при затяжке, а также для облегчения операций притирки (требующих многократного снятия и надевания ступицы) обычно применяют конусность K = 1:20...1:10, иногда до 1:5.

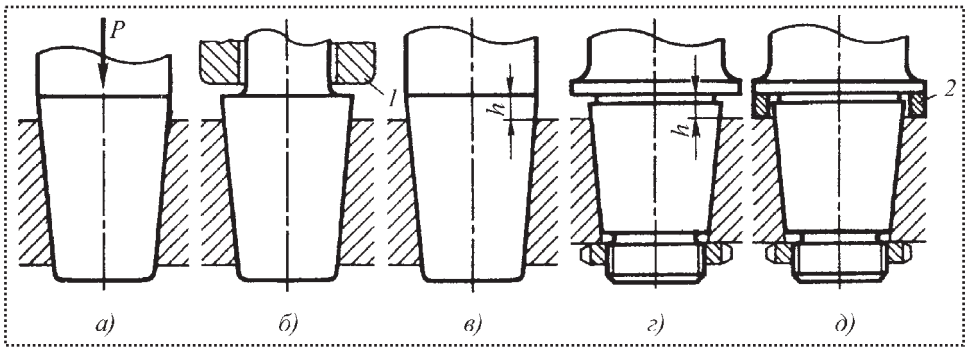


Рис. 4. Запрессовка конусных соединений

Сборка конусных соединений. Натяг в конусных соединениях регулируют одним из следующих способов:

а) запрессовкой регламентированной силой;

б) запрессовкой вала нормированным ударом;

в) запрессовкой на расчетное осевое перемещение h (осевой натяг);

г) тепловой сборкой (с нагревом охватывающей детали или охлаждением охватываемой).

Способ запрессовки регламентируемой силой (рис. 4, *а*) недостаточно точен, так как сила запрессовки зависит от коэффициента трения, который может значительно колебаться.

Более устойчивые результаты, как показывает опыт, дает запрессовка нормированным ударом — падением груза *1* с определенной высоты (рис. 4, *б*). Груз и высоту падения подбирают опытным путем на эталонных образцах, последовательно увеличивая силу удара до получения заданной несущей способности.

Наиболее точен способ запрессовки на расчетное перемещение. Ступицу плотно устанавливают на конус вала от руки или с небольшой (предпочтительно нормированной) силой, после чего запрессовывают на расчетную величину h (рис. 4, *в*).

При тепловой сборке (с нагревом насадной детали или охлаждением вала) деталь устанавливают на вал без натяга или с незначительным натягом. После остывания детали (или отогрева вала) в соединении возникает натяг, всецело определяемый температурой нагрева (охлаждения).

Необходимая температура нагрева

$$t = 10^{-3}\frac{\Delta}{\alpha_2 d} + t_0;$$

температура охлаждения

$$-t = 10^{-3}\frac{\Delta}{\alpha_1 d} - t_0,$$

где Δ — необходимый диаметральный натяг, мкм; α_2 и α_1 — коэффициенты линейного расширения материалов соответственно охватывающей детали и вала; t_0 — температура в цехе.

В отличие от цилиндрических соединений с натягом, у которых температура нагрева (охлаждения) влияет только на сборочный зазор, но не сказывается на окончательном натяге, в конусных соединениях эта температура непосредственно определяет натяг. В данном случае необходимо точно выдерживать температуру сборки, что представляет определенные трудности, особенно при охлаждении (вследствие ограниченности выбора охлаждающих сред). Кроме того, на точность результатов влияет трудно учитываемое изменение температуры при переносе нагретых (или охлажденных) деталей к месту сборки.

В затяжных соединениях натяг регулируют завертыванием гайки нормированным крутящим моментом или (способ более точный) затяжкой на расчетное перемещение ступицы по валу.

Осевой натяг h выдерживают по разности отметок на валу при посадке без зазора ступицы и после затяжки или затяжкой на буртик вала (рис. 4, *г*). Для компенсации производственных отклонений диаметров конусов вала и отверстия, вызывающих значительные колебания осевого положения ступицы на валу, между буртиком и ступицей устанавливают регулировочные кольца *2* (рис. 4, *д*).

Толщина колец и номинальное расстояние буртика от обреза ступицы должны быть выбраны с запасом 1,5, обеспечивающим создание натяга при последующих переборках, с учетом возможности повторной притирки соединения.

Для облегчения разборки в затяжные конусные соединения целесообразно вводить съемники.

Наиболее удобна (но не всегда применима в эксплуатационных условиях) система гидросъема. При подводе масла по системе каналов к посадочным поверхностям под давлением 100...200 МПа ступица сама сходит с вала иногда с сильным рывком, соответствующим переходу от трения покоя к трению движения.

В.М. Аббясов, И.В. Бухтеева, П.Е. Елхов, *канд-ты техн. наук (МГТУ "МАМИ")*

e-mail: sborka@mashin.ru

Предварительный выбор и оптимизация надежности автоматического сборочного оборудования*

На стадии проектирования автоматизированных сборочных линий важно выбрать оптимальный уровень надежности сборочного оборудования, при котором все затраты, связанные с его эксплуатацией и производством, будут минимальными.

Задача определения оптимальной надежности сборочного модуля решается методом выбора рационального распределения надежности по отдельным составляющим модуль механизмам и узлам.

The low level of reliability and high cost of assembly equipment do not secure the possible economical efficiency. That is why it is very important to optimize the assembly unit performance at the designing stage.

The main aim of this work is to choose the required performance of assembly modules using the proportional allotment of unit components reliabilities to increase the automotive production efficiency. This method will make it possible to analysis the most varied combinations of unit reliability to get the required production efficiency.

Ключевые слова: сборочные линии, эффективность автоматизированного производства.

Key words: assembly equipment, efficiency the automative production.

При проектировании технологических процессов сборки необходимо выбирать механосборочное оборудование оптимальной надежности, которое обеспечит требуемые производительность и экономический эффект, поскольку замена неоправдавших себя в работе узлов и механизмов на более совершенные вызывает дополнительные затраты. С учетом того, что доля затрат на технологическое оборудование составляет 80...85 % общих капитальных затрат, нерациональный его выбор недопустим.

Оптимальная надежность – это экономический критерий, позволяющий не только оценить экономический эффект повышения надежности, но и выбрать для этого наиболее выгодный метод. За показатели надежности приняты интенсивность отказов $\lambda(t)$ и интенсивность восстановлений $\mu(t)$.

Вероятность безотказной работы $P(t)$ – вероятность того, что в пределах заданного промежутка времени отказ не произойдет. Функции $\lambda(t)$ и $P(t)$ – исчерпывающие характеристики надежности узла.

Однако следует иметь в виду также *среднее время безотказной работы* T_0 – математическое ожидание времени работы узла до первого отказа. Для экспоненциального закона надежности

$$T_0 = \frac{1}{\lambda}.$$

Экспоненциальный закон относится к однопараметрическим и позволяет весьма просто вычислять вероятность безотказной работы, поэтому широко применяется в расчетах надежности. При этом не разграничивают, относятся ли отказы к внезапным или постепенным. Процесс восстановления является пуассоновским потоком.

Создание высоконадежного оборудования должно основываться на исследовании эффективности. Под *эффективностью* понимается выполнение за заданный период наибольшего объема работы с минимальными материальными затратами. При этом учитывают лишь те составляющие стоимости оборудования, которые непосредственно связаны с надежностью в сфере разработки, производства и эксплуатации.

Современный уровень развития науки и технологии позволяет создать сборочное оборудование с очень высокой надежностью. Вопрос лишь в том, какие затраты и время потребуются для достижения поставленной цели. Затраты на создание сборочного модуля могут быть столь велики, что эффективность от повышения надежности не возместится в процессе его эксплуатации.

Поэтому при достижении требуемого уровня надежности прежде всего нужно исходить из получения наибольшей суммарной экономической эффективности (с учетом затрат на разработку, про-

* Материалы Международного научного симпозиума "Современные технологии сборки", 2008 г.

изводство и эксплуатацию) и того положительного эффекта, который будет получен при использовании оборудования.

Суммарная экономическая эффективность использования сборочного оборудования складывается под влиянием двух противоположных затрат: с одной стороны, *на создание нового оборудования* $C_н$ (проектирование, материалы, производство, опытную отработку и др.), с другой – *на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт* (поддержание и восстановление работоспособности механизмов в процессе эксплуатации).

Затраты $C_э$ на эксплуатацию с течением времени t растут вследствие старения, изнашивания и выработки срока службы отдельных элементов узлов, что требует средств на восстановление утраченных свойств. Сумма затрат $C_н + C_э$ на создание и эксплуатацию узла является отрицательной в балансе эффективности (рис. 1). С другой стороны, использование нового модуля приносит прибыль $C_р$. Суммарная эффективность использования модуля с повышенной надежностью

$$C(t) = C_н + C_э(t) + C_р(t). \qquad (1)$$

Через некоторое время (срок окупаемости модуля) затраты на создание нового модуля и эксплуатацию окупаются. С этого момента использование оборудования эффективно: $C(t) > 0$. Однако интенсивность роста прибыли постепенно снижается из-за увеличения эксплуатационных затрат и в момент времени $t = T_{пр}$ (на рис. 1 соответствует абсциссе правой точки пересечения кривой $C(t)$ с осью абсцисс) эффективность $C(t) = 0$.

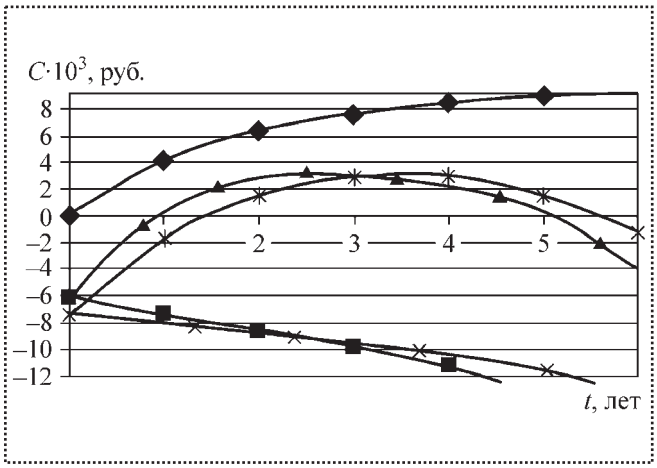


Рис. 1. Зависимость экономической эффективности оборудования от времени эксплуатации:
–◆– – $C_р$; –■– – $C_э + C_н$; –▲– – C; –×– – $C'_э + C'_н$; –✳– – C'

При $t > T_{пр}$ затраты на эксплуатацию больше прибыли и $C(t) < 0$.

Экономически целесообразно использовать оборудование в течение времени $T_э$, соответствующего проекции точки пересечения кривых $C(t)$ и $C'(t)$ на ось абсцисс (см. рис. 1):

$$T_{max} < T_э < T_{пр},$$

где T_{max} – момент времени, в который эффективность использования оборудования максимальна (на рис. 1 соответствует абсциссе точки пересечения кривых $C'_э + C'_н$ и C').

Экономическая целесообразность использования оборудования определяется площадью под кривой $C(t)$ на интервале ее точек пересечения с осью абсцисс. На экономическую целесообразность влияют характер изменения затрат на эксплуатацию и начальные затраты на создание оборудования. Например, рост затрат на создание модуля с большей надежностью (кривая $C'_э + C'_н$) обусловлен применением узлов с повышенными характеристиками надежности, дублированием элементов, увеличением периода опытной отработки оборудования и т.п., снижающими затраты на эксплуатацию из-за уменьшения числа ремонтов и восстановлений.

В результате увеличиваются суммарная эффективность (кривая $C'_э + C'_н$ после точки пересечения с кривой $C_э + C_н$) и время $T_э$. В этом случае экономическая целесообразность повышения надежности оправдана, так как после точки пересечения кривая C' выше кривой C.

Следовательно, *экономическая эффективность – основной критерий принятия конструктивных решений и разработки системы технического обслуживания.*

Надежность всей сборочной позиции определяется надежностью установленного на ней оборудования. Для расчета надежности самого сложного модуля сборки достаточно знать состав входящих в него элементов, их число, статические характеристики показателей надежности каждого элемента, которые берут по данным эксплуатации.

Например, модуль сборки вторичного вала коробки передач большегрузных автомобилей состоит из мостового робота, накопителя сменных схватов, пресса, четырех магазинов с поворотными столами для установки деталей, двух фиксирующих

устройств, стопорного устройства, механизма кодирования, устройства смазки.

В свою очередь, это оборудование можно представить как систему из n последовательно соединенных элементов (поворотных столов, механизмов зажима и фиксации, ориентирующих устройств, манипуляторов, сборочных головок, электрооборудования, гидро- и пневмосистем и т.д.).

При решении задачи повышения надежности позиции за счет надежности комплектующих узлов конструкторско-производственным способом с минимальными суммарными затратами стоимость C_i узла с повышенной вероятностью безотказной работы определяется по формуле

$$C_i = C_{0_i}\left(\frac{\ln P_{0_i}}{\ln P_i}\right)^{a_i}, \qquad (2)$$

где P_{0_i} – исходная вероятность безотказной работы узла;

P_i – вероятность безотказной работы узла после ее повышения;

C_{0_i} – стоимость узла до повышения надежности;

a_i – коэффициент, отражающий степень новизны нового варианта по сравнению с прототипом.

Коэффициент a характеризует эффективность вложения средств для повышения надежности. Чем он меньше, тем меньше затраты для достижения заданной надежности, что означает увеличение эффективности вложения средств. При экспоненциальном законе распределения коэффициент a может принимать только положительные значения. Если $a > 0$, то повышение надежности сопряжено с дополнительными затратами, вследствие чего стоимость оборудования увеличивается. В этом случае затраты по повышению надежности окупаются не сразу, а лишь через некоторое время – срок окупаемости.

Коэффициент a найдем по формуле

$$a = \frac{\ln\dfrac{C}{C_0}}{\ln\dfrac{\ln P_0}{\ln P}}. \qquad (3)$$

Так как повышение надежности сопряжено с дополнительными затратами, то $a \geq 0$, т.е. затраты окупаются не сразу. Срок окупаемости определим из зависимости:

$$\tau = \frac{\ln\dfrac{C}{C_0}}{\lambda_0 - \lambda}, \qquad (4)$$

где λ_0 и λ – интенсивности отказов, соответствующие надежности P_0 и P.

Для повышения эффективности сборочного производства необходимо применять перенастраиваемое и программируемое сборочное оборудование и оснастку, специализированные и адаптивные сборочные роботы модульных конструкций, гибкие модули механической части роботов, совершенствовать устройства управления и программного обеспечения, использовать слесарно-сборочные инструменты высокого качества, средства механизации и автоматизации для выполнения вспомогательных, транспортных, складских и погрузочно-разгрузочных работ.

Поиск эффективного оборудования осуществляют по специально разработанной методике, оптимизирующей его надежность. В случае отсутствия оборудования с заданной характеристикой надежности по этой методике можно получить задание на поиск необходимого состава.

Для объективной и достоверной оценки надежности сборочного оборудования необходима система сбора и обработки информации, которая охватывает проектные организации, сборочное производство и ремонтные предприятия и обеспечивает получение полных, сопоставляемых и объективных данных о работоспособности узлов сборочных модулей, оперативную обработку и вывод результатов в форме, удобной для анализа и принятия решений.

Методику проверяли с помощью информации, полученной на заводах НПО "Автопромсборка", которую классифицировали по однородности и срокам наблюдения (с учетом однородности сборочных модулей). При определении надежности компонентов модулей сборки признаком однотипности являлся год выпуска и завод-изготовитель. Полученную информацию оформляли в соответствии с действующими ГОСТами.

Для выяснения закономерностей ошибок и достоверной оценки надежности в соответствии с предельной теоремой теории вероятностей проведено большое число испытаний и измерений, в том числе сокращенный комплекс испытаний, по результатам которых сформулированы выводы о всей генеральной совокупности. Определена достоверная

оценка полученной выборки: найдены эмпирические функции распределения и статистики, а затем теоретические функции распределения с помощью различных критериев согласия.

Проводили хронометрирование в процессе действующего производства для контроля заданных показателей надежности.

Существуют различные методы проверки законов распределения, однако обобщенной методики проверки по статистическим данным нет, поэтому в инженерной практике применяют простые и наглядные графические методы. С их помощью обработаны все полученные в результате обследования статистические данные о надежности отдельных узлов, на основании которых рассчитаны показатели надежности сборочных головок, роботов, манипуляторов, загрузочных устройств и т.п.

Срок окупаемости τ за время t:

$$\tau = \frac{a \ln \frac{\lambda_0}{\lambda}}{\lambda_0 - \lambda}. \qquad (5)$$

Эта формула применима в случае, когда уже выявлены способы повышения надежности. Для предварительного расчета экономического эффекта от вложения средств в повышение надежности следует пользоваться формулой (3).

Средний срок службы нового модуля $T = \frac{1}{\lambda}$. Разделив это выражение на T и проведя преобразование, найдем

$$a = \frac{\tau}{T} \frac{\left(\frac{\lambda_0}{\lambda} - 1\right)}{\ln \frac{\lambda_0}{\lambda}}. \qquad (6)$$

На рис. 2 представлена зависимость a от $\frac{\tau}{T}$ при различных λ и фиксированном λ_0.

При $\lambda \le \lambda_0$ получим $\left(\frac{\lambda_0}{\lambda} - 1\right) \ge \ln \frac{\lambda_0}{\lambda}$.

Из формулы (6) следует, что при $a < 1$ срок окупаемости затрат на повышение надежности меньше среднего срока службы нового модуля:

$$\frac{\tau}{T} < 1 \text{ при } a < 1.$$

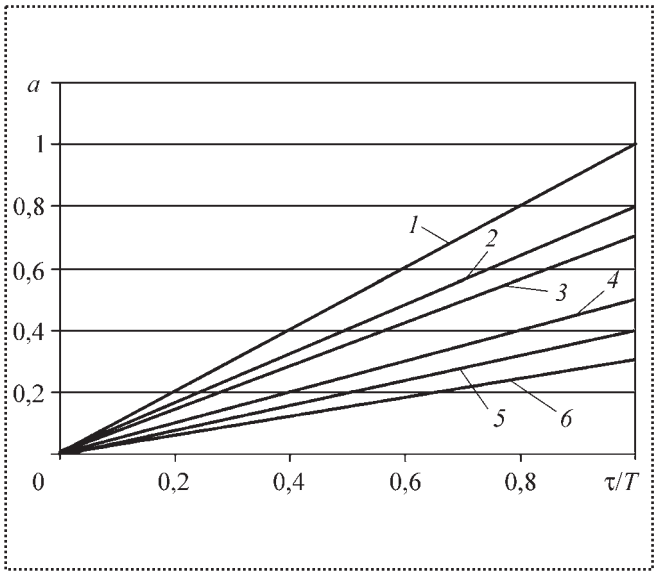


Рис. 2. Зависимость коэффициента *a* от отношения τ/T при $\lambda = \lambda_0$ (*1*); $\lambda = 1{,}5\lambda_0$ (*2*); $\lambda = 2\lambda_0$ (*3*); $\lambda = 4\lambda_0$ (*4*); $\lambda = 8\lambda_0$ (*5*) и $\lambda = 20\lambda_0$ (*6*)

Экономический эффект при этом за время эксплуатации модуля (средний срок службы T) всегда положителен.

Зависимость функции стоимости C от надежности P для различных значений коэффициента a представлена на рис. 3.

Создание высоконадежного оборудования невозможно без определения норм надежности по основным показателям, значения которых должны быть указаны в технических условиях. За нормы надежности принимают перечень показателей ее оценки и их численные значения для работы в заданных условиях эксплуатации. Показатели на-

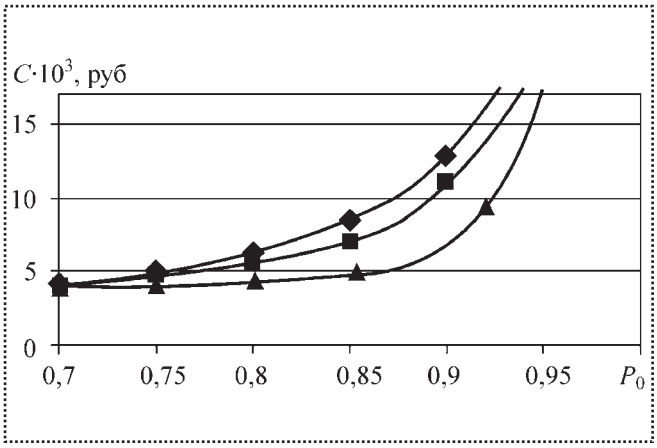


Рис. 3. Зависимость функции *C* от надежности *P* при *a* = 0,9 (◆); *a* = 0,7 (■) и *a* = 0,3 (▲)

дежности устанавливают при разработке технического задания на проектирование. Нормированию подлежит в первую очередь вероятность безотказной работы $P(t)$. В настоящее время в различных отраслях промышленности разработаны классификаторы, которые разбивают основные узлы и элементы сборочного оборудования на категории по допустимым значениям вероятности исправной работы.

Для оптимизации требований к надежности необходимо на основе анализа условий производства и эксплуатации оборудования выбрать показатели эффективности (стоимость, производительность, ремонтопригодность, время работы и изготовления и т.п.), основные из которых – производительность и экономичность.

С повышением надежности возрастают затраты в процессе проектирования, изготовления и отработки оборудования и снижаются затраты на эксплуатацию вследствие уменьшения числа отказов. Эти противоположные тенденции создают предпосылки для появления экстремума показателей экономической эффективности, которому соответствует оптимальное значение вероятности безотказной работы. Таким образом, задача нормирования надежности сводится к исследованию суммарных приведенных затрат в зависимости от вероятности безотказной работы:

$$Э(P(t)) = C_{п}(P(t)) + C_{э}(P(t)), \qquad (7)$$

где $C_{п}(P(t))$ – приведенные затраты на обеспечение разработки и производства оборудования с вероятностью безотказной работы $P(t)$;

$C_{э}(P(t))$ – ежегодные приведенные затраты на техническое обслуживание во время эксплуатации.

После нахождения оптимальных показателей надежности сборочного модуля возникает задача распределения требований к этим показателям между элементами, составляющими модуль, особенно если их производят разные предприятия.

Задача нормирования показателей надежности элементов модуля: определить такие значения требуемой надежности основных составляющих модуль элементов, чтобы при минимальных затратах можно было создать модуль с надежностью, не меньшей заданной.

Первый шаг на пути решения поставленной задачи – анализ компоновки модуля и определение его основных составляющих элементов, чтобы показатели его надежности можно было найти по зависимости

$$P = \prod_{i=1}^{n} P_i, \qquad (8)$$

где n – число элементов модуля;

P_i – показатель надежности i-го элемента.

Затем выбираем функцию затрат на производство и эксплуатацию каждого элемента.

Оптимальный показатель требуемой надежности линейно зависит от относительной нормированной стоимости повышения надежности данного элемента при его отработке, т.е. чем дороже обходится повышение надежности, тем ниже должно быть ее значение.

Для определения оптимального распределения вероятности безотказной работы между комплектующими узлами можно использовать метод уравновешивания его чувствительности по узлам, т.е. скорости изменения вероятности безотказной работы модуля в зависимости от его стоимости (только за счет вероятности безотказной работы i-го узла). Чувствительность модуля по i-му узлу

$$l_i = \frac{P\left(\ln\frac{1}{P_i}\right)^{a_i+1}}{a_i C_{0_i}\left(\ln\frac{1}{P_{0_i}}\right)^{a_i}}. \qquad (9)$$

Оптимальное распределение вероятности безотказной работы модуля между отдельными комплектующими узлами такое, при котором чувствительности модуля по этим узлам одинаковы и равны оптимальной чувствительности ($l_i = l_{опт}$), соответствующей требуемому уровню безотказной работы.

На рис. 4 построены кривые зависимостей $l_i = f(P_i)$ для модуля сборки валов коробки передач грузового автомобиля. Вероятность безотказной работы сборочного модуля, определенная с помощью хронометражных данных о потерях времени из-за отказов нормализованных и типовых узлов сборочных модулей, примерно равна 0,87. Искомые значения P_i комплектующих узлов подбираются графоаналитическим способом так, чтобы их чувствительности были равны между собой и рав-

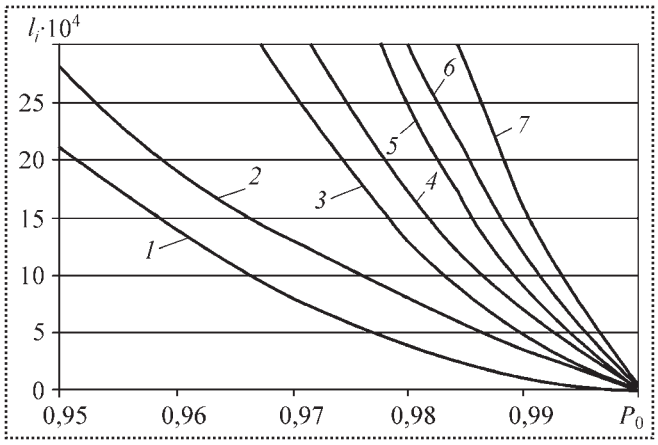


Рис. 4. Зависимость чувствительности l_i модуля сборки валов КП по комплектующим его узлам от вероятности безотказной работы:
1 – сборочные головки; *2* – роботы и манипуляторы; *3* – загрузочные устройства; *4* – системы управления; *5* – пневмо- и гидрооборудование; *6* – транспортировка; *7* – электрооборудование

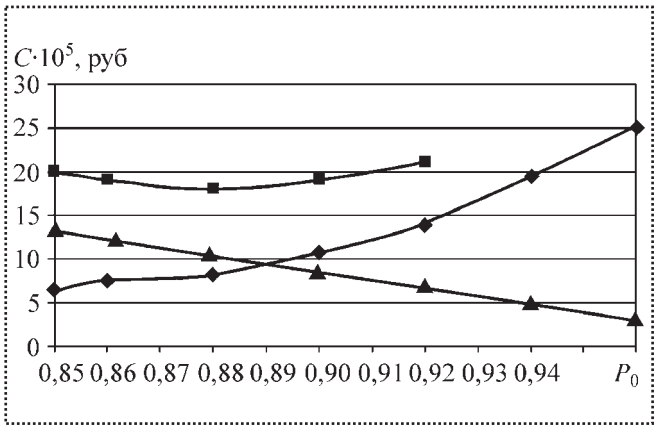


Рис. 5. Зависимость затрат на производство и эксплуатацию роботизированного модуля сборки от вероятности его безотказной работы:
–■– суммарные затраты; –◆– расходы на производство модуля; –▲– расходы на эксплуатацию и техническое обслуживание

ны оптимальной чувствительности, при которой вероятность безотказной работы модуля равна 0,87:

$$P = \prod_{i=1}^{n} P_i = 0{,}87.$$

Для этого на графике проведем прямую, параллельную оси абсцисс. На ее пересечении с кривыми $l_i = f(P_i)$ найдем значения P_i, произведение которых будет соответствовать вероятности безотказной работы модуля в целом. Если полученное значение не устраивает проектировщика, проводят следующую линию выше или ниже предыдущей в зависимости от поставленной цели – повысить или понизить уровень надежности.

В общем балансе времени простоев сборочного модуля потери из-за отказов составляют:

сборочных головок – 25 %,
роботов и манипуляторов – 20 %,
загрузочных устройств – 16 %,
системы управления – 14 %,
пневмо- и гидрооборудования – 10 %,
транспорта – 8 %,
электрооборудования – 7 %.

Эти данные получены при обследовании работы сборочных линий на заводах.

Оптимальный уровень надежности модуля сборки валов коробки передач получен из условия минимума общих затрат, связанных с повышением надежности комплектующих узлов, и эксплуатацией этого модуля. Построен график зависимости затрат C на производство модуля и $C_э$ – на его эксплуатацию от вероятности P безотказной работы.

При суммировании ординат функций $C = f(P)$ и $C_э = f(P)$ получена кривая $C_\Sigma = f(P)$ с минимумом, соответствующим оптимальной вероятности безотказной работы модуля (рис. 5).

Вывод

При компоновке автоматических линий из сборочных модулей необходимо определять требования к надежности отдельных встраиваемых модулей.

Для проверки соответствия этих требований оптимальному уровню надежности следует рассчитать оптимальные вероятности безотказной работы для компоновок модулей с различной концентрацией операций. Увеличение последней достигается за счет числа эквивалентных рабочих позиций.

После вычисления стоимости модулей и эксплуатационных расходов при различных уровнях надежности находят оптимальный уровень надежности каждого модуля.

Библиографический список

1. **Бухтеева И.В., Лисовский А.М.** Зависимость надежности автоматических линий от затрат на оборудование и эксплуатацию // Механизация и автоматизация производства. 1978. № 11.

2. **Проников А.С., Солодов М.Д.** Методы оценки надежности сборочных операций. Методические рекомендации. М.: Изд. Госстандарта СССР, 1980.

УДК 621.757

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук (КГТА, г. Ковров);* **Б.Ю. Житников,** *д-р техн. наук (ВЮИ, г. Владимир);* **Д.С. Воркуев,** *канд. техн. наук (ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева", г. Ковров)*

e-mail: kgta_tms@mail.ru

Определение сечения дросселя для управления скоростью подвода к узлу исполнительного органа сборочного оборудования

Получено математическое выражение для расчета сечения дросселя для управления скоростью подачи сжатого воздуха в полость пневмоцилиндра и скоростью подвода исполнительного органа сборочного оборудования к собираемому узлу.

A mathematical expression for calculating the throttle profile in order to control the speed of compressed air feeding into pneumatic piston chamber and to regulate the advancement speed of the assembly equipment operating member towards the unit being assembled.

Ключевые слова: сборочное оборудование, исполнительный орган, узел, дроссель, управление, скорость.

Key words: assembly equipment, operating member, unit, throttle, control, speed.

При подводе к узлу исполнительного органа сборочного оборудования недопустим удар, в результате которого возможна деформация элементов оборудования или соединяемых деталей.

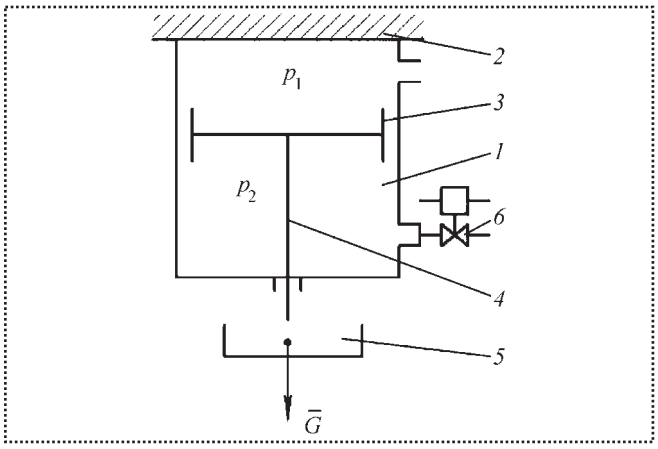


Рис. 1. Конструкция устройства, регулирующего скорость перемещения исполнительного органа:
p_1, p_2 – давление воздуха в верхней и нижней полостях пневмоцилиндра соответственно; G – вес подвижных частей системы

Безударный подвод исполнительного органа сборочного оборудования можно обеспечить за счет регулирования подачи сжатого воздуха в полости пневмоцилиндра.

Конструкция устройства, реализующего скорость перемещения исполнительного органа, показана на рис. 1, схема действующих в нем сил – на рис. 2.

Пневмоцилиндр *1* жестко связан с основанием *2* устройства. Поршень *3* штоком *4* соединен с исполнительным органом *5* сборочного оборудования. Для регулирования скорости опускания исполнительного органа на выходной воздушной магистрали *6* установлен дроссель.

Так как система совершает поступательное движение, для получения дифференциального уравнения движения воспользуемся основным уравнением динамики:

$$M\overline{W} = \Sigma\overline{F}_i,$$

где $\overline{W}$ – вектор ускорения движения;

$\Sigma\overline{F}_i$ – векторная сумма действующих сил;

M – масса подвижных элементов устройства.

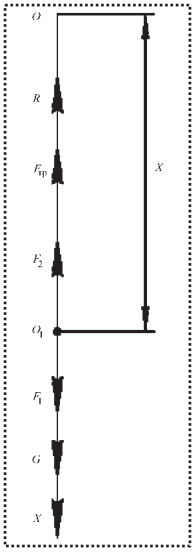


Рис. 2. Схема сил, действующих в устройстве:
R – сила сопротивления движению от вязкого трения; $F_{тр}$ – сила сухого трения; F_1, F_2 – поршневые силы, возникающие от давления сжатого воздуха в верхней и нижней полостях пневмоцилиндра; O – начальное положение объекта; O_1 – промежуточное положение объекта

В проекции на вертикальную ось, направленную по движению системы (вниз), имеем:

$$M\ddot{X} = F_1 - F_2 + G - R - F_{тр}, \qquad (1)$$

где $\ddot{X}$ – проекция ускорения на ось движения;

F_1, F_2 – поршневые силы, возникающие от давления сжатого воздуха в верхней и нижней полостях пневмоцилиндра;

G – вес подвижных частей системы;

R – сила сопротивления движению от вязкого трения;

$F_{тр}$ – сила сухого трения.

Находим действующие силы:

$$F_1 = p_1 S_1;$$

$$F_2 = p_2 S_2;$$

$$R = b\dot{X},$$

где p_1, p_2 – давление воздуха в верхней и нижней полостях пневмоцилиндра соответственно;

S_1, S_2 – площади поршня со стороны верхней и нижней полостей пневмоцилиндра соответственно;

$\dot{X}$ – скорость перемещения системы;

b – коэффициент вязкого трения.

С учетом действующих сил выражение (1) запишется:

$$M\ddot{X} = p_1 S_1 - p_2 S_2 + G - b\dot{X} - F_{тр}. \qquad (2)$$

Скорость изменения давления в нижней полости пневмоцилиндра при истечении воздуха через дроссель описывают выражением:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{W_2 - S_2 X}(-\mu f k_0 p_2 \sqrt{R_0 T} + p_2 S_2 \dot{X}), \qquad (3)$$

где k – показатель адиабаты (k = 1,4);

μ – коэффициент расхода газа (μ = 0,9);

f – площадь сечения дросселя;

k_0 – постоянный коэффициент;

R_0 – газовая постоянная;

T – температура газа в нижней полости пневмоцилиндра;

W_2 – объем нижней полости пневмоцилиндра;

S_2 – эффективная площадь нижней стороны поршня;

X – перемещение поршня,

$$k_0 = \sqrt{gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

где g – ускорение свободного падения.

При установившемся движении системы, когда $\dot{X} = \text{const}$, выражения (2) и (3) принимают следующий вид:

$$\begin{aligned} &p_1 S_1 - p_2 S_2 + G - F_{тр} = 0; \\ &p_2 S_2 \dot{X} = \mu f k_0 p_2 \sqrt{R_0 T}. \end{aligned} \qquad (4)$$

Предельная скорость v_0 перемещения исполнительного органа, при которой *при ударе у соударяемых деталей*, имеющих поверхности в виде сферы и плоскости, *возникнут только упругие деформации*, запишется:

$$v_0 \le a\sqrt{\frac{2[G_{сж}]\pi\alpha_у}{M}},$$

где радиус отпечатка сферы на плоскости

$$a = \frac{1{,}109^3 [G_{сж}]\pi R'}{E};$$

величина упругой деформации при ударе

$$\alpha_у = 1{,}231\sqrt{\frac{[G_{сж}]^2 \pi^2 a^4}{E^2 R'}};$$

$[G_{сж}]$ – допустимое напряжение материалов соударяемых деталей на сжатие;

R' – радиус сферы соединяемой детали;

E – модуль упругости соединяемых деталей.

Зная скорость перемещения устройства, найдем площадь f сечения дросселя, при которой обеспечивается требуемый режим движения:

$$f = \frac{\dot{X} S_2}{\mu k_0 \sqrt{R_0 T}}. \qquad (5)$$

Вывод

Получено математическое выражение для расчета сечения дросселя для управления скоростью подвода исполнительного органа сборочного оборудования к собираемому узлу.

В.Н. Штенников, *канд. техн. наук (ФГУП УЭМЗ, г. Екатеринбург)*

e-mail:shtennikov@uemz.ru

Некоторые аспекты лазерной пайки электронных приборов

Одним из возможных методов монтажа электронных компонентов на печатные платы является лазерная пайка. Таким образом, развитие научного направления по обеспечению требуемых режимов лазерной пайки электронных приборов имеет большое значение.

В статье приведены рекомендации по минимальной продолжительности контактной и лазерной пайки.

The laser soldering is one of possible methods of installation of electronic components on printed-circuit boards. Thus, development of a scientific direction on maintenance of demanded modes of the laser soldering of electronic devices is of great importance.

In article contain recommendations about duration of the contact and laser soldering.

Ключевые слова: прибор, сборка, лазерная пайка, контактная пайка, качество.

Key words: the device, assemblage, a laser soldering, a contact soldering, quality.

Лазерная пайка – удобный, надежный и экономичный способ бесконтактного монтажа электронных приборов, обладающая существенными преимуществами по сравнению с другими методами. Во время лазерной пайки печатная плата и корпуса элементов практически не нагреваются, что позволяет монтировать элементы, чувствительные к тепловым воздействиям. Кратковременное действие теплоты снижает степень окисления припоя и уменьшает толщину слоя интерметаллидов, при этом припой имеет мелкозернистую структуру. Метод позволяет выполнять паяные соединения в модулях с высокой плотностью монтажа и малым шагом выводов без образования перемычек и шариков припоя. Установки лазерной пайки могут быть полностью автоматизированы.

При использовании лазерной пайки нет необходимости в предварительном подогреве многослойной печатной платы, что необходимо при пайке волной припоя для предотвращения расслоения платы. Не требуется также создавать специальную газовую среду. Процесс ведется в нормальной атмосфере без применения инертных газов или каких-либо других химических реагентов.

Для приклеивания электронных компонентов не нужны специальные высокотемпературные клеящие композиции, подходят обычные клеи. Появляется возможность проведения селективной сборки, при которой отдельные элементы можно устанавливать позднее.

На качество паяных соединений влияют время пайки, состояние соединяемых поверхностей, используемый флюс, состав припоя, зазор между деталями, однако определяющий фактор – температура пайки.

При использовании паяльной пасты мощность лазерного излучения можно варьировать, обеспечивая оптимальный температурный режим процесса. В работе [1] на стадии предварительного нагрева мощность излучения составляла 1,5–1,8 Вт, позволяя удалять растворитель из пасты, а затем при мощности 2,4–3,0 Вт в течение 45 с расплавляли пасту и формировали паяные соединения.

Оценим возможности увеличения производительности одиночной контактной и лазерной пайки.

Энергия при воздействии лазерного излучения выделяется в слое толщиной около 10^{-6}–10^{-5} см [2]. Температура более глубоких областей облучаемой поверхности растет за счет теплопроводности.

Определить интенсивность теплового потока излучения можно, зная коэффициент поглощения поверхности паяного соединения. Затем рассчитывают нагрев различных участков паяного соединения, решая соответствующую задачу для полуограниченного тела с граничными условиями 2-го рода [3].

В частности, если интенсивность теплового потока на поверхности паяного соединения пропорциональна $\tau^{-1/2}$, что характерно для контактной пайки, то температуру пайки в зависимости от времени воздействия и удаления от поверхности, а также градиент температуры на поверхности можно рассчитать по уравнениям [3]:

$$t_{n(x,\,\tau)} = t_{n(x=0)}\left\{1-\Phi\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau_n}}\right)\right\}; \qquad (1)$$

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{t_{n(x=0)}}{\sqrt{\pi a\tau_n}}, \qquad (2)$$

где τ_n – время пайки, с;

t_n – температура пайки, °С;

a – коэффициент температуропроводности материала паяного соединения, м^2·с$^{-1}$;

$\Phi(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^u e^{-\xi^2} d\xi$ – интеграл вероятности.

В случае постоянной интенсивности теплового потока на поверхности паяного соединения температуру на его поверхности находят из выражения

$$t_x = \frac{2\sqrt{\tau_n}}{\sqrt{\pi\lambda\rho c}} F, \qquad (3)$$

где $\sqrt{\lambda\rho c}$ – коэффициент теплоусвоения материала паяного соединения, Дж·с$^{-1/2}$·м$^{-2}$·°С$^{-1}$;

F – интенсивность теплового потока, Вт·м$^{-2}$.

Градиент температуры на поверхности паяного соединения в этом случае [3]

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \Phi\left(\frac{x}{2\sqrt{a_1 \tau_n}}\right)\frac{F}{\lambda}. \qquad (4)$$

Оценим минимально допустимое время контактной и лазерной пайки, если известно, что на поверхности паяного соединения задан тепловой поток с интенсивностью, пропорциональной $\tau^{-1/2}$.

Согласно ОСТ 4Г0.033-200 "Припои и флюсы для пайки" плотность и удельная теплоемкость меди мало отличаются от соответствующих показателей припоев для пайки ЭРИ на печатные платы. Поэтому при оценке допустимо считать, что коэффициенты температуропроводности меди и упомянутых припоев отличаются только за счет теплопроводности (примерно в 8 раз). Подставляя коэффициенты температуропроводности для медного вывода и для различных припоев в соотношение (2), оценим перепад температуры по глубине металлизированного отверстия при толщине печатной платы 1,5 мм и избыточной температуре контактной пайки t_n = 230 °С (время пайки 1–2 с) согласно ОСТ В95 2302-82:

14–20 °С при наличии вывода;

40–57 °С – без вывода, но с припоем.

Таким образом, перепад температуры по глубине металлизированного отверстия достигает нескольких десятков градусов, что соответствует экспериментальным данным: около 50 °С при нагреве отверстия без вывода [4], 30–35 °С по выводу [5]. Расхождения экспериментальных данных с расчетными во втором случае объясняются принятыми допущениями, а также недоступностью измерения температуры центра металлизированного отверстия из-за наличия в нем вывода, выступающего согласно КД на 1,5 мм над поверхностью платы. В последнем случае длина вывода приближается к 3 мм, что объясняет полученный результат.

Далее, используя зависимость (2), можно заключить, что при длительности лазерного излучения 0,02 с и температуре на поверхности вывода микросхемы, соответствующей максимально допустимой для пайки (265 °С), нагрев нижней поверхности вывода хотя бы до минимально допустимой температуры пайки (230 °С) становится проблематичным.

Учитывая, что параметры оборудования и паяных соединений могут отличаться друг от друга, а кроме толщины вывода микросхемы необходимо учитывать зазор между ним и контактной площадкой, заполненный пастой, следует с большой осторожностью подходить к вопросу обеспечения гарантированной надежности паяных соединений в производственных условиях при времени пайки 0,02 с.

Экспериментальные работы по лазерной пайке микросхем на многослойные печатные платы (МПП) с открытыми контактными площадками (ОКП) проводили непрерывным движением луча постоянной мощности по напрессованному припою с нанесенным флюсом ФКСп [6]. Особенностью лазерной пайки микросхем на МПП с ОКП является тот факт, что между выводом и контактной площадкой образуется зазор, определяемый количеством слоев печатной платы и их толщиной. Аналогичное явление происходит при конвекционной или парофазной пайке из-за отсутствия давления паяльным инструментом на выводы. По этой причине паяные соединения образуются только на первом и частично втором (верхних) слоях, если не используется метод контактной пайки. При наличии зазора более 0,2 мм припой собирается вокруг вывода, не образуя паяного соединения.

Поскольку отсутствовало прямое воздействие лазерного излучения на корпуса микросхем, они при пайке выводов нагревались не выше 113 °С.

Прочность паяных соединений, полученных на автомате лазерной пайки, для печатных плат с горячим покрытием ПОС61 составила: 11 Н на вывод для соединений скелетно-заливной формы и 6,6 Н на вывод для соединений скелетной формы. Средняя механическая прочность на отрыв составила 8,8 Н на вывод для одиночных контактных площадок.

Отличий по шлифам паяных соединений от пайки вручную, полуавтоматом или лазером не обнаружено при условии расположения контактных площадок на верхнем уровне печатной платы. Раз-

рыв паяного соединения для всех методов пайки происходил по границе вывод-припой.

Применение лазерной пайки обеспечивает значительное повышение производительности по отношению к ручной пайке (без учета подготовительных операций). Качество пайки соответствует требованиям отраслевой нормативной документации.

Не исключая возможности применения лазерной пайки при планарном и поверхностном монтаже, следует обратить внимание на перспективы ее использования при смешанном монтаже на финишной операции автоматизированного монтажа термочувствительных компонентов.

Вывод

Опыт предприятия показал, что исследования по обеспечению требуемых режимов пайки электронных приборов позволяют существенно повысить эффективность отработки технологических режимов, а также достоверность полученных результатов.

Библиографический список

1. **Kordas K., Pap A.E., Toth G. and ets.** Laser Soldering of Flip-Chips // Optics and Lasers in Engineering. 2006. № 2.
2. **Аллас А.А.** Лазерная пайка в производстве радиоэлектронной аппаратуры / под редакцией д.т.н., профессора В.П. Вейко и д.х.н., профессора В.С. Новосадова. СПб: СпбГУ ИТМО, 2007. 134 с.
3. **Пехович А.И., Жидких В.М.** Расчеты теплового режима твердых тел. Л.: Энергия, 1976. 350 с.
4. **Отчет** УЭМЗ № 103/514. Исследование динамических качеств паяльников. Исп. Ю.Н. Кузьмин, Г.М. Перевозчиков, В.Я. Пришвицын, Г.Ш. Нуртдинов, 1975. 28 с.
5. **Отчет** УЭМЗ № 173/514. Анализ режимов монтажа матриц 2ТС 613Б в прибор 82 на соответствие НТД на матрицу. Исп. В.Н. Штенников, В.В. Годличев, В.М. Федотовских, С.М. Ушаков, 1979. 26 с.
6. **Протокол** УЭМЗ № 1528/ПН. Проработка вопроса лазерной пайки выводов микросхем типа 401.14 на МПП с ОКП. Исп. В.Н. Штенников, В.М. Федотовских, 1984. 5 с.

А.И. Ковтунов, *канд. техн. наук,* **Т.В. Чермашенцева,**
Д.А. Семистенов, *канд. техн. наук (Тольяттинский государственный университет)*

e-mail: tatyana717@mail.ru

Влияние алюминиевых покрытий на свойства сварных соединений при аргонодуговой сварке сталей

Исследовано влияние покрытия на формирование шва, его геометрические параметры, физико-химические процессы в сварочной ванне, а также на структуру, химический состав и механические свойства сварных соединений. При насыщении металла шва алюминием снижаются механические свойства сварного соединения и появляется высокая склонность к образованию трещин. Введение присадочного материала при аргонодуговой сварке увеличивает общую массу металла шва, и содержание алюминия снижается, что приводит к повышению механических свойств сварного соединения.

At argon-arc welding steel with aluminium coating, presence of a covering influences process of formation of a seam, its geometrical parameters, on the physical and chemical processes proceeding in molten metal, and as on structure, a chemical compound and mechanical properties of welded connections. The most negative consequence at saturation of metal of a seam by aluminium during welding is decrease in mechanical properties of welded connection and high propensity to formation of cracks. Introduction adding material at argon-arc welding increases a lump of metal of a seam, and the maintenance of aluminium decreases, that leads to increase of mechanical properties of welded connection.

Ключевые слова: биметалл алюминий–сталь–алюминий, прочность при растяжении, пластичность, тонколистовая сталь, аргонодуговая сварка, интерметаллиды, присадочная проволока.

Key words: bimetal aluminium–steel–aluminium, tensile strength, plasticity, light-gage steel, argon-arc welding, intermetallic phase, filler wire.

В настоящее время возрастает применение стали, покрытой алюминием и алюминиевыми сплавами. Главное ее достоинство – сочетание прочности, твердости и коррозионной стойкости, жаропрочности, окалиностойкости и др. В России она наиболее широко используется в автомобильной промышленности для изготовления глушителей и бензобаков из тонколистового материала, поэтому в основном применяется аргонодуговая сварка.

Наличие алюминиевого покрытия влияет на процессы аргонодуговой сварки алюминированной стали, а также на структуру, химический состав и механические свойства сварных соединений. Во-первых, алюминий значительно отличается от стали по теплофизическим свойствам. Во-вторых, обладает высокой активностью к кислороду, и процесс окисления алюминия сопровождается значительным экзотермическим эффектом. Все это изменяет процесс формирования шва, его геометрические параметры и влияет на физико-химические процессы, протекающие в сварочной ванне.

Для исследования влияния алюминия на свойства сварных соединений из алюминированных сталей проводили эксперименты на пластинах из стали марки 08кп по ГОСТ 1050–74 раз-

мером 350×150×1,5 мм и на пластинах таких же размеров из стали 08кп, покрытой с двух сторон слоем алюминия толщиной 40 мкм по ТУ 1881-033-07528141–2002 (изготовитель ОАО "Нытва"). Сварку вели на постоянном токе прямой полярности. В качестве неплавящихся электродов применяли прутки с углом заточки 45° диаметром 3 мм из технически чистого (ЭВЧ) (ТУ 48-19-39–79) вольфрама. При сварке использовали присадочную проволоку марки Св08Г2С диаметром 1,2 мм. Режимы сварки: I = 50...90 А; $v_{пп}$ = 1,7...2,7 см/с; $v_{св}$ = 0,2...0,3 см/с, $Q_г$ = = 14...15 л/мин. Защитная среда – аргон высшего сорта по ГОСТ 10157–75.

Эффективность рафинирования оценивали микрорентгеноспектральным анализом, который проводили на комплексе сканирующего электронного микроскопа LEO 1455 VP (Zeiss, Германия) с блоками рентгеновского энергетического спектрометра INCA Energy-300 и рентгеновского волнового спектрометра INCA Wave-500. Образцы протравливали на алюминий реактивом Келлера (2,5 % HNO_3, 1,5 % HCl, 1 % HF, остальное – вода), на железо – в 4 %-ном спиртовом растворе азотной кислоты.

Основные механические характеристики металла шва (прочность, пластичность) оценивали по результатам испытаний на статические растяжение и изгиб по ГОСТ 6996–66. Исследования показали, что сварные швы из алюминированных сталей обладают высокой склонностью к образованию трещин (рис. 1) вследствие снижения прочности и пластичности металла шва при насыщении его алюминием.

Алюминий, насыщая металл шва, растворяется в феррите и значительно искажает его кристаллическую решетку, снижая его прочность, пластичность, ударную вязкость. При содержании в стали более 0,2 % алюминия заметно снижается ее ударная вязкость [1].

Таким образом, при сварке алюминированных сталей механические свойства металла шва определяются содержанием алюминия, которое зависит от соотношения толщины алюминиевого покрытия и стали. Если допустить, что весь объем зоны плавления попадает в сварочную ванну, то содержание алюминия в шве:

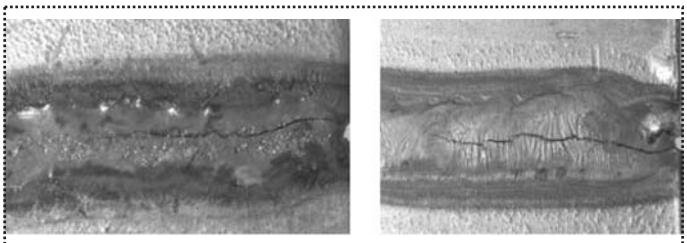


Рис. 1. Внешний вид сварных соединений при аргонодуговой сварке на режимах:
а – $d_э$ = 3 мм, I = 90 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с, лицевая сторона шва; *б* – $d_э$ = 3 мм, I = 90 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с, обратная сторона шва

$$\%\mathrm{Al} = \frac{M_{\mathrm{Al}}}{M_{\mathrm{Al}} + M_{\text{ст}}}, \qquad (1)$$

где M_{Al} – масса алюминия, перешедшая в сварной шов с покрытия, г;

$M_{ст}$ – масса переплавленной стали, г.

Учитывая, что тонколистовой материал можно рассматривать как бесконечную пластину с равномерным распространением температуры по толщине листа, сварной шов имеет прямоугольное сечение по толщине. Тогда

$$\%\mathrm{Al} = \frac{2\rho_{\mathrm{Al}}\delta_{\mathrm{Al}}}{2\rho_{\mathrm{Al}}\delta_{\mathrm{Al}} + \rho_{\text{ст}}\delta_{\text{ст}}}, \qquad (2)$$

где ρ_{Al} – плотность алюминия, г/см^3;

$\rho_{ст}$ – плотность стали, г/см^3;

δ_{Al} – толщина алюминиевого покрытия, мм;

$\delta_{ст}$ – толщина стали, мм.

Поскольку содержание алюминия определяется соотношением толщин покрытия и стали, целесообразно ввести понятие относительной толщины покрытия, определяемой выражением

$$K = \frac{\delta_{\mathrm{Al}}}{\delta_{\text{ст}}}.$$

Как показывает зависимость на рис. 2, уже при минимально возможной относительной толщине покрытия, исходя из сортамента выпускаемой стали, количество алюминия достигает 0,8 %. При этом значительно снижается ударная вязкость металла шва.

Если сварку вести с подачей присадочной проволоки, то общая масса металла шва увеличится за счет массы наплавленного металла и, следовательно, содержание алюминия в шве уменьшится.

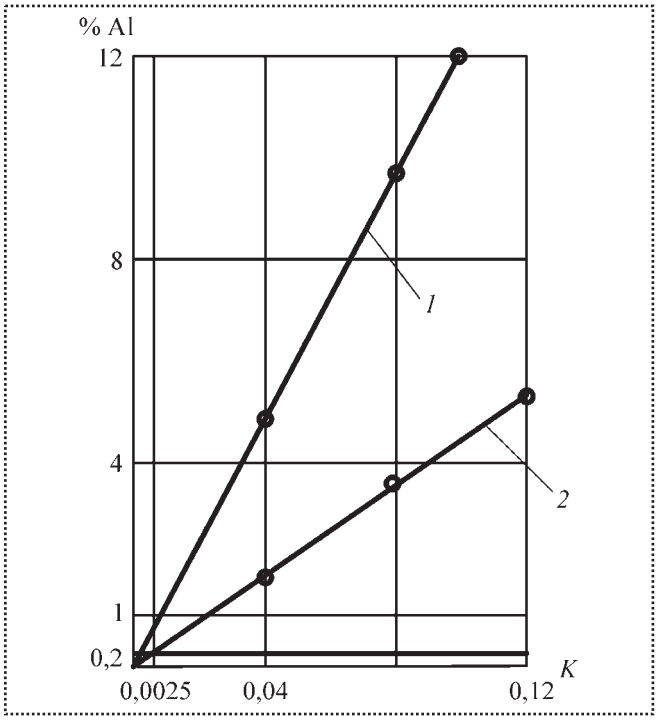


Рис. 2. Зависимость содержания алюминия в шве от относительной толщины покрытия при аргонодуговой сварке:
1 – без подачи присадочной проволоки; *2* – с подачей присадочной проволоки

Тогда, согласно требованиям ГОСТ 14771–76 к высоте усиления и с учетом массы наплавленного металла, количество алюминия можно найти по формуле

$$\%\mathrm{Al} = \frac{M_{\mathrm{Al}}}{M_{\mathrm{Al}} + M_{\mathrm{ст}} + M_{\mathrm{напл}}} \qquad (3)$$

или

$$\%\mathrm{Al} = \frac{2\rho_{\mathrm{Al}}\delta_{\mathrm{Al}}}{2\rho_{\mathrm{Al}}\delta_{\mathrm{Al}} + \rho_{\mathrm{ст}}\delta_{\mathrm{ст}} + 2/3\rho_{\mathrm{ст}}e_1 + 2/3\rho_{\mathrm{ст}}e_2}, \qquad (4)$$

где $M_{\mathrm{напл}}$ – масса наплавленного металла, кг;

$e_{1,\,2}$ – высота усиления с обратной и лицевой стороны шва, см.

Как видно из зависимости содержания алюминия в шве от относительной толщины покрытия и толщины стальной пластины, при максимальной площади наплавленного металла и минимальном K конечное содержание алюминия в металле шва не превышает 3,5 %, что практически в 3–3,5 раза ниже, чем в случае сварки без присадки (см. рис. 2).

Химический анализ показал, что содержание алюминия при аргонодуговой сварке без присадки по сечению шва в зависимости от режимов сварки изменяется в пределах 1,54–4,13 % (рис. 3).

Ближе к линии сплавления содержание алюминия снижается. С обратной стороны шва оно ниже, чем с лицевой. Это связано с тем, что обратная сторона интенсивнее окисляется кислородом атмосферы, в то время как лицевая защищена в процессе сварки аргоном.

Зависимость содержания алюминия от режимов сварки описывается уравнением

$$\%\mathrm{Al} = 0{,}02I - 6{,}9\mathrm{v}_{\mathrm{св}} + 3{,}3, \qquad (5)$$

где I – сила сварочного тока, А;

$\mathrm{v}_{\mathrm{св}}$ – скорость сварки, см/с.

Увеличение тока и снижение скорости сварки способствует повышению содержания алюминия

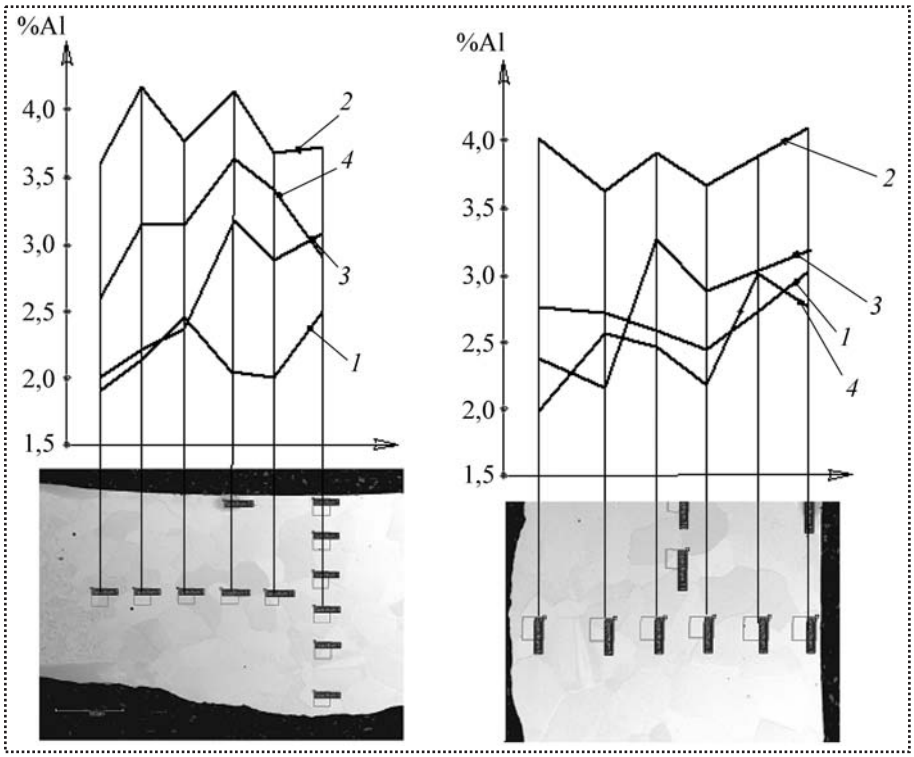


Рис. 3. Распределение алюминия по шву при аргонодуговой сварке на режимах:
1 – $d_э$ = 3 мм, I = 50 А, $\mathrm{v}_{\mathrm{св}}$ = 0,2 см/с;
2 – $d_э$ = 3 мм, I = 90 А, $\mathrm{v}_{\mathrm{св}}$ = 0,2 см/с;
3 – $d_э$ = 3 мм, I = 50 А, $\mathrm{v}_{\mathrm{св}}$ = 0,3 см/с;
4 – $d_э$ = 3 мм, I = 90 А, $\mathrm{v}_{\mathrm{св}}$ = 0,3 см/с

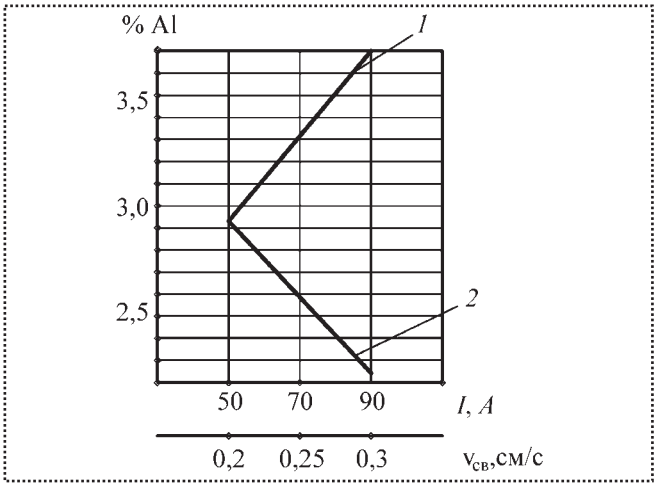


Рис. 4. Зависимость среднего содержания алюминия в металле шва при аргонодуговой сварке:
1 – от силы сварочного тока при $d_э$ = 3 мм, $v_{св}$ = 0,2 см/с; *2* – от скорости сварки при $d_э$ = 3 мм, *I* = 50 А

в металле шва (рис. 4). Это связано с возрастанием площади зоны плавления алюминия при увеличении тепловложений в образец.

На поверхности пластины с обратной стороны шва в зоне термического влияния наблюдается интерметаллидный слой с содержанием алюминия до 30 % (рис. 5), которое уменьшается по мере удаления от шва. Судя по микротвердости, это фаза Fe_3Al [2]. Толщина этого слоя изменяется в широких пределах и зависит от режимов сварки. При

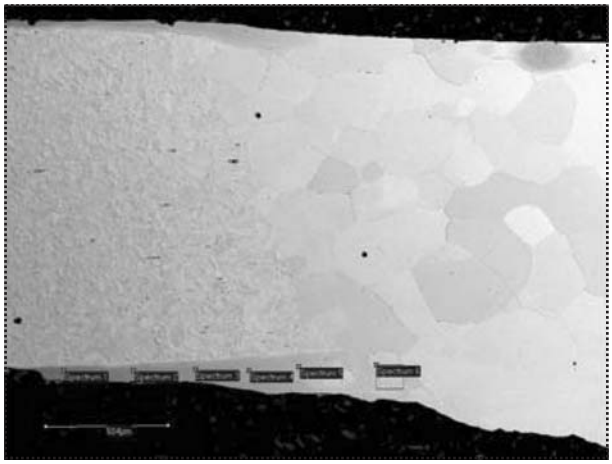


Рис. 5. Микроструктура (×100) алюминиевого покрытия стали в зоне термического влияния при аргонодуговой сварке с $d_э$ = 3 мм, *I* = 50 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с. Содержание алюминия:
в точке *1* – 33,66 %; *2* – 30,96 %; *3* – 25,58 %; *4* – 22,49 %; *5* – 16,21 %; *6* – 1,98 %

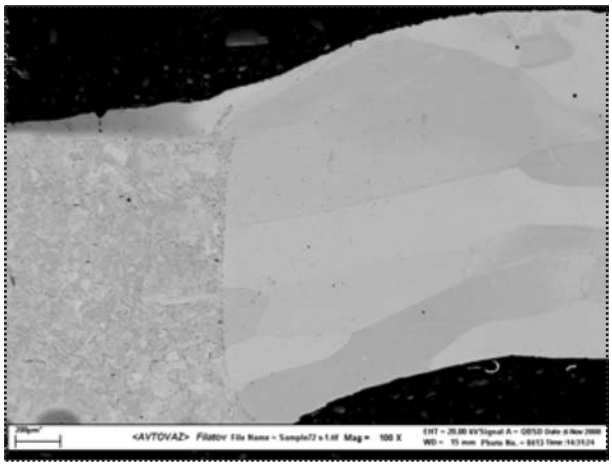


Рис. 6. Микроструктура (×70) сварного соединения из покрытой алюминием стали при режиме сварки:
$d_э$ = 3 мм, *I* = 90 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с

токе 90 А и скорости сварки 0,2 см/с около шва она достигает 180 мкм и резко уменьшается при удалении от шва, составляя 90 мкм на расстоянии 1 мм. С лицевой стороны на поверхности шва отдельных образцов встречаются включения этой фазы.

Металлографический анализ показал, что структура металла шва – феррит с незначительными включениями второй фазы с величиной зерна, соответствующей 1–2-му баллу по ГОСТ 5639–82, в то время как величина зерна основного металла соответствует 9-му баллу. Однофазность структуры является следствием влияния алюминия на процессы, протекающие в металле шва при кристаллизации и перекристаллизации.

Известно, что наличие алюминия в отливках уменьшает общее количество карбидных фаз [3]. Он снижает скорость диффузии углерода, и при распаде аустенита и высоких скоростях охлаждения углерод не успевает выделиться в карбидную фазу. Структура шва во многом определяется погонной энергией сварки. Так, при сварке на режимах *I* = 90 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с формируется столбчатая структура с длиной зерен до 800 мкм и шириной 100–200 мкм (рис. 6). Уменьшение погонной энергии способствует формированию равноосной структуры с размером зерен до 100 мкм (рис. 7).

В зоне термического влияния величина зерна соответствует 6-му баллу. Зона структурных изменений составляет 10–400 мкм (см. рис. 7).

Микрорентгеноспектральный анализ выявил, что содержание алюминия в зависимости от режи-

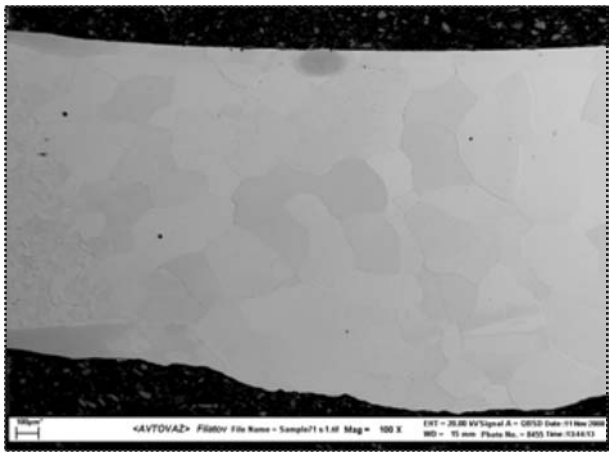


Рис. 7. Микроструктура (×70) сварного соединения из покрытой алюминием стали при режиме сварки:
$d_э$ = 3 мм, I = 50 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с

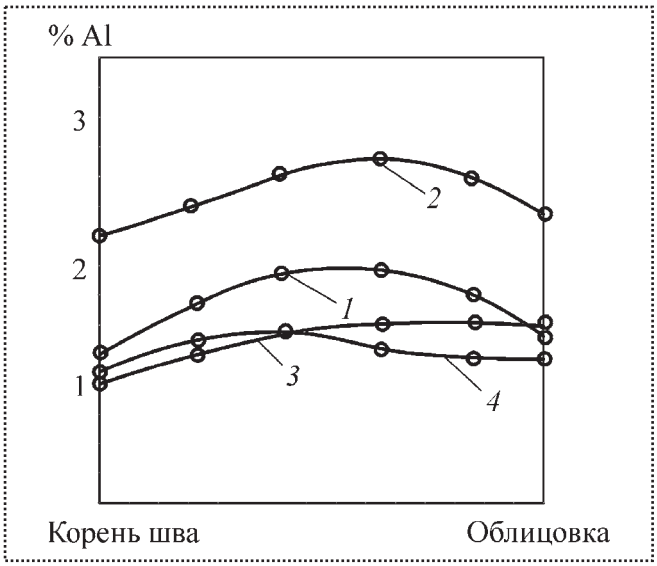


Рис. 8. Распределение алюминия по сечению шва при аргонодуговой сварке с подачей присадочной проволоки:
1 – $d_{пп}$ = 1,2 мм, $v_{пп}$ = 2,7 см/с, $v_{св}$ = 0,4 см/с, I =100 А;
2 – $d_{пп}$ = 1,2 мм, $v_{пп}$ = 1,7 см/с, $v_{св}$ = 0,4 см/с, I = 160 А;
3 – $d_{пп}$ = 1,2 мм, $v_{пп}$ = 2,7 см/с, $v_{св}$ = 0,2 см/с, I = 160 А;
4 – $d_{пп}$ = 1,2 мм, $v_{пп}$ = 2,7 см/с, $v_{св}$ = 0,4 см/с, I = 160 А

мов сварки изменяется в пределах 0,5–2,7 %. Среднее же значение по сечению шва составляет 1,2–2,31 %, что в 1,5 раза меньше, чем при сварке без присадочной проволоки (рис. 8). Следует отметить, что при сварке как с присадочной проволокой, так и без нее содержание алюминия снижается к обратной стороне шва.

Структура металла шва – феррит с незначительными включениями пластинчатого перлита. Величина зерна соответствует 2–4-му баллу (рис. 9, *а*), причем введение присадочного материала снижает этот показатель. Чем больше расход присадочной проволоки и меньше погонная энергия сварки, тем выше скорость охлаждения металла шва при кристаллизации и мельче зерно (рис. 9, *а–в*).

Зависимость содержания алюминия в шве от режимов сварки описывается уравнением регрессии:

$$\%\mathrm{Al} = 1{,}1 - 0{,}22\mathrm{v}_{п.п} + 0{,}001I + 3{,}6\mathrm{v}_{св}, \qquad (6)$$

где $v_{п.п}$ – скорость подачи присадочной проволоки, см/с.

Содержание алюминия составляет 1,25–2,31 %, что в 1,5–2 раза меньше, чем при аргонодуговой сварке без присадочного материала. Увеличение скорости подачи присадочной проволоки приводит к заметному снижению в металле шва содержания алюминия из-за роста доли присадочного металла в шве. При повышении скорости сварки и силы тока возрастает количество алюминия в шве (рис. 10). Повышение силы тока приводит к увеличению ширины шва и при постоянных скорости сварки и подаче присадочной проволоки доля последней в объеме металла шва уменьшается, а содержание алюминия возрастает. Скорость сварки и скорость подачи присадочной проволоки определяют расход присадочного материала на единицу длины шва и в итоге конечное содержание алюминия в металле шва (рис. 11).

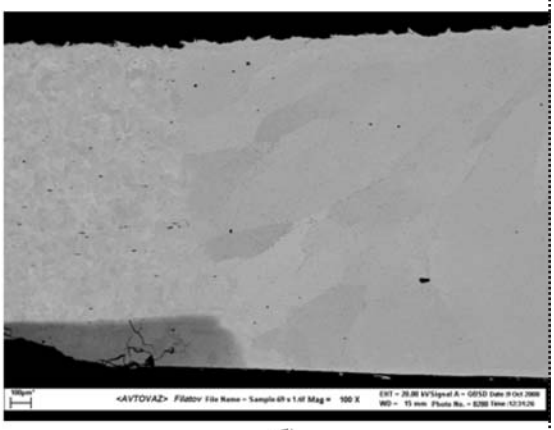
Механические испытания подтверждают низкую пластичность и прочность сварных соединений из алюминированной стали. При сварке в аргоне без присадки предел прочности сварных швов составляет всего 165 МПа, а относительное удлинение образца не более 2 % – это в 1,5–2 раза ниже, чем у основного металла, по первому показателю и в 20 раз меньше – по второму.

Прочность при растяжении сварных соединений, полученных аргонодуговой сваркой с подачей присадочной проволоки, составляет 190 МПа (несколько выше, чем без присадки), относительное удлинение не более 5 %.

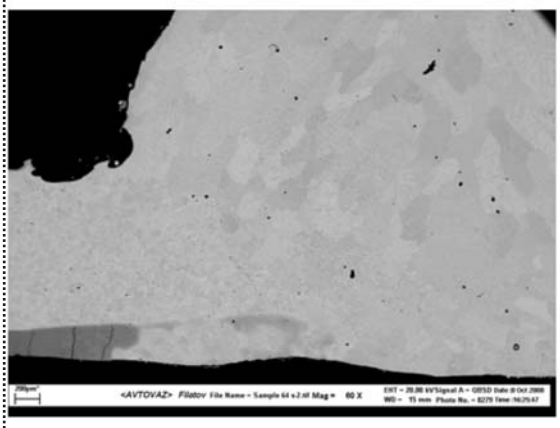
Выводы

При аргонодуговой сварке сталей, покрытых алюминием, металл шва насыщается алюминием, что приводит к снижению механических свойств сварного соединения и образованию в нем трещин.

а)



б)



в)

Рис. 9. Микроструктура (×70) сварного шва при сварке в среде аргона с подачей присадочной проволоки:
а – $d_{пп}$ = 1,2 мм, I = 160 А, $v_{св}$ = 0,3 м/с; $v_{пп}$ = = 1,7 см/с; *б* – $d_{пп}$ = 1,2 мм, I = 160 А, $v_{св}$ = = 0,2 см/с; $v_{пп}$ = 2,7 см/с; *в* – $d_{пп}$ = 1,2 мм, I = = 100 А, $v_{св}$ = 0,3 см/с; $v_{пп}$ = 2,7 см/с

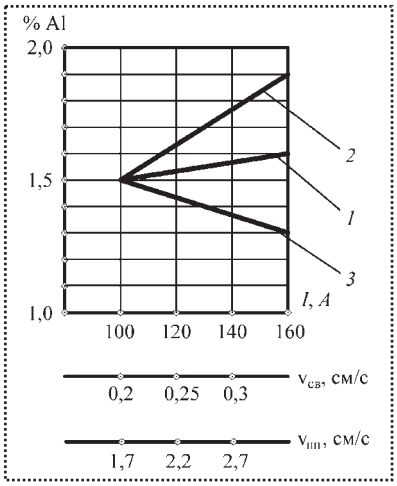


Рис. 10. Зависимость содержания алюминия от режимов сварки:
1 – от силы сварочного тока при $d_э$ = 3 мм, $v_{св}$ = 0,2 см/с; $v_{пп}$ = = 1,7 см/с; *2* – от скорости сварки при $d_э$ = 3 мм, I = 100 А, $v_{пп}$ = = 1,7 см/с; *3* – от скорости подачи присадочной проволоки при $d_э$ = = 3 мм, I = 100 А, $v_{св}$ = 0,2 см/с

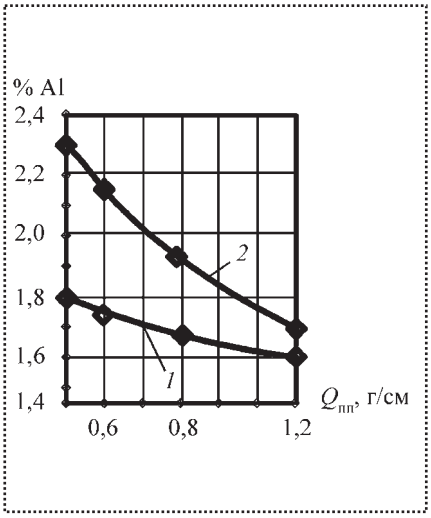


Рис. 11. Зависимость содержания алюминия от расхода присадочного материала на 1 см шва:
1 – $d_э$ = 3 мм, I = 100 А; *2* – $d_э$ = 3 мм, I = 160 А

Содержание алюминия в металле шва определяется режимами процесса: с повышением силы сварочного тока оно увеличивается, а с возрастанием скорости сварки – снижается. Введение присадочной проволоки приводит к сокращению содержания алюминия в 1,5–2 раза, за счет чего предел прочности повышается в 1,1 раза, а относительное удлинение – в 2–2,5 раза.

Библиографический список

1. **Виноград М.И.** Включения в стали и ее свойства / М.И. Виноград. М.: Металлургиздат, 1963.

2. **Рябов В.Р.** Алитирование стали / В.Р. Рябов. М.: Металлургия, 1973.

3. **Справочник** по чугунному литью / под ред. д-ра техн. наук Н.Г. Гиршовича. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1978.

Д.В. Князев *(ГКНПЦ им. М.В. Хруничева)*

Тел. (499) 268-3842

Сборка цилиндрических соединений с натягом комбинированным клеетепловым методом*

Описан комбинированный клеетепловой метод выполнения поперечно-прессовых соединений с натягом. Изложены результаты экспериментальных исследований на образцах с номинальным диаметром 60 мм и натягом 0,01–0,07 мм. Показано, что комбинированный клеетепловой метод дает соединения, равные по прочности полученным тепловым методом, но при натяге в 2–8 раз меньше.

Application of the combined adhesive-heat method for making shrink-fit cylindrical joints is described. The results of experimental studies shrink-fit joints on samples with 60 mm nominal diameter and 0,01–0,07 mm interference are discussed. It is shown that the combined adhesive-heat method produces joints as strong as those produced by thermal method but with interference 2–8 times less.

Ключевые слова: сборка, клеетепловой метод, посадка с натягом.

Key words: assembly, adhesive-heat method, interference fit.

Комбинированный клеетепловой метод сборки соединений с натягом находит все большее применение в промышленности, так как прочность таких соединений выше в 2,5–3 раза, чем у полученных нагревом охватывающей детали, и в 1,3–1,5 раза – чем у образованных склеиванием.

Сочетание двух методов позволяет устранить недостатки, присущие каждому из них. Так, наличие диаметрального зазора δ_c = 0,1...0,3 мм под адгезив не позволяет обеспечить центрирование собираемых деталей. При этом смещение сопрягаемых поверхностей может достигать $\delta_c/2$, а угол их перекоса $\alpha = \mathrm{arctg}\delta_c/L$, где L – длина сопряжения. Это недопустимо при сборке валов с зубчатыми колесами, подшипниками и т.п., поэтому процесс сборки усложняется центрированием сопрягаемых поверхностей перед выполнением соединения и закреплением деталей на время полимеризации адгезива, что требует применения специальных сборочных приспособлений. Соединения с натягом, получаемые за счет нагрева охватывающей детали, имеют низкий предел усталостной прочности, недостаточную статическую прочность, а также подвержены коррозии.

Прочность соединений, выполненных комбинированным методом, находят по формуле:

$$P_{\text{вып}} = \pi dL(\tau K + pf), \qquad (1)$$

где $P_{\text{вып}}$ – сила выпрессовки;

d, L – номинальный диаметр и длина соединения, мм;

τ – предел прочности на сдвиг клеевого соединения, Н/мм^2;

K – интегральный поправочный коэффициент, учитывающий особенности конкретного соединения (материал деталей, тип соединения, его геометрию, величину зазора, условия работы и т.п.);

p – давление на поверхности контакта, МПа;

f – коэффициент сцепления [1].

В процессе исследований использовали анаэробные адгезивы, что обусловлено удобством их применения:

- сохранением жидкого состояния на воздухе;
- быстрой начальной полимеризацией без доступа воздуха (схватывание собираемых деталей происходит за 1–10 мин.);
- возможностью автоматического нанесения адгезива с помощью дозаторов;
- устойчивостью адгезива к воздействию агрессивных сред и т.п.

Так, однокомпонентный адгезив "Локтайт 620" при температуре 22 °С имеет адгезионную прочность (предел прочности на сдвиг) τ = 17...37 МПа, температурную стойкость до 200 °С (кратковременный нагрев до 250 °С) и выдерживает давление до 30 МПа.

При автоматическом выполнении соединений особое значение приобретает монтажный тепловой зазор δ_c. Исследования, проведенные на кафедре "Технология машиностроения" МГТУ им. Н.Э. Баумана, показали, что безотказность выполнения автоматического сборочного процесса с использованием простейших исполнительных механизмов обусловлена величиной $\delta_{c\,\min} \approx 0{,}001d$. Для соединений с

* Материалы Международного научного симпозиума "Современные технологии сборки", МАМИ, 2008 г.

номинальным диаметром d = 30...100 мм $\delta_{c\,min}$ = = 0,03...0,1 мм.

При меньших диаметральных зазорах на соединение начинают влиять погрешности формы $\Delta_ф$ сопрягаемых поверхностей и $\Delta_{пп}$ – их пространственного положения, при этом фактический зазор

$$\delta_{сф} = \delta_c - \sqrt{\frac{\Sigma\Delta_ф^2 + \Sigma\Delta_{пп}^2}{2}}. \qquad (2)$$

Причем $\Delta_ф$ для поверхностей сопряжения обычной точности может достигать 30 % допуска на выдерживаемый размер как в поперечном (огранка), так и в продольном (конусность, бочкообразность) направлениях. Особенно высока степень риска при уменьшающемся в процессе выполнения соединения тепловом зазоре. При малых зазорах необходимо обеспечить почти полное отсутствие угла перекоса осей сопрягаемых поверхностей: $\gamma \le 20...25'$ (рис. 1).

Для исследований процесса сборки была создана экспериментальная установка для центрирования сопрягаемых поверхностей (рис. 2). У собираемых образцов выполнены центровое отверстие и фаска на валу и центрирующая расточка и фаска на отверстии втулки. Нагретую втулку *1* устанавливают с зазором 1 мм в кольцо *4* корпуса *5*, выполненное из изоляционного материала. Вал *2* с предварительно нанесенным на сопрягаемую поверхность адгезивом устанавливают на конус подпружиненного центра *3*. Под действием сборочной силы вал входит в центрирующую расточку втулки *1* и происходит сопряжение.

Исследовали соединения с номинальным диаметром 60 мм с натягом от 0,01 до 0,07 мм, что соответствует посадкам от H7/js6 до H7/s6. Образцы обрабатывали на токарном станке, шероховатость сопрягаемых поверхностей 2,5–5 мкм (Ra 3,2 мкм) – оптимальная для клеевых соединений. Погрешность формы поверхности ∅60 у втулок (вследствие закрепления в трехкулачковом патроне) составила 0,02–0,06 мм, у валов (закрепление в центрах) – 0,008–0,012 мм. Эти погрешности уменьшают площадь контакта сопрягаемых поверхностей и величину фактического натяга.

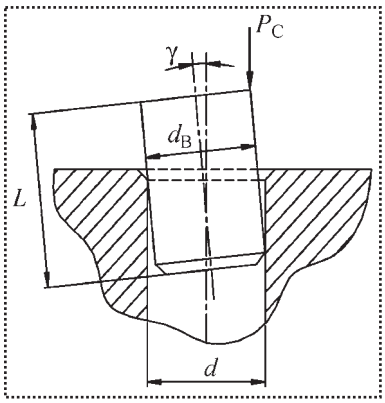


Рис. 1. Схема выполнения цилиндрического соединения:
d, *L* – параметры соединения; $d_в$ – диаметр вала; γ – угол перекоса сопрягаемых поверхностей; P_c – сборочная сила

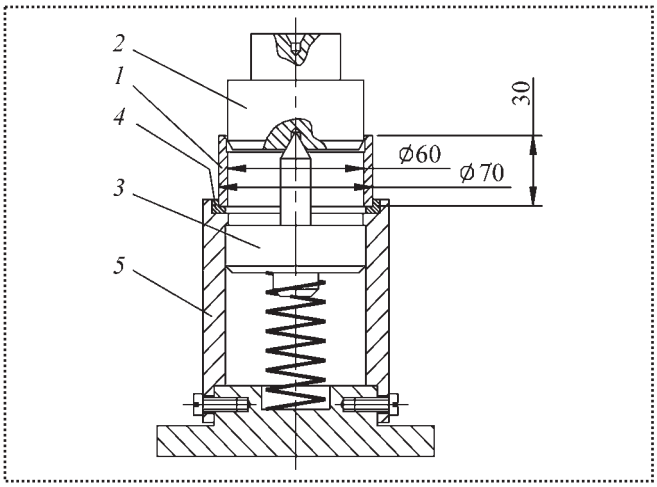


Рис. 2. Экспериментальная установка:
1, *2* – собираемые детали; *3* – подпружиненный центр; *4* – кольцо; *5* – корпус

Фактическая площадь контакта, рассчитанная по методике [2], составила 17–19 % теоретической. В реальных условиях она может быть и меньше из-за неучтенных погрешностей, что подтверждают фотографии среза клеетеплового соединения (150-кратное увеличение).

На рис. 3 показаны круглограммы сопрягаемых поверхностей втулки и вала, полученные измерением поперечного сечения поверхностей на маши-

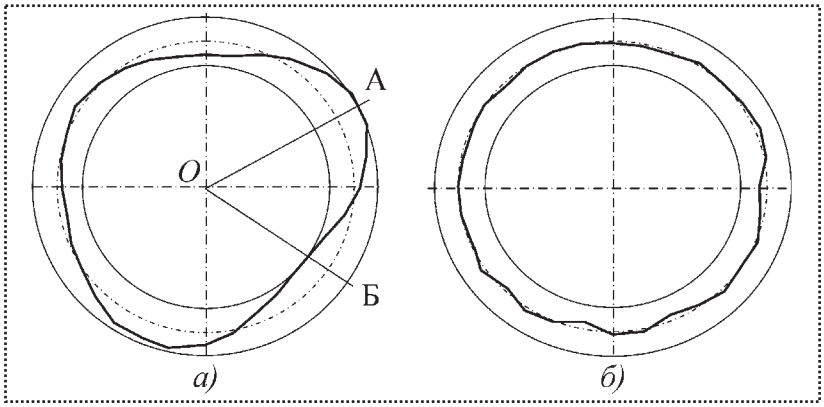


Рис. 3. Круглограммы сопрягаемых поверхностей втулки (*а*) и вала (*б*)

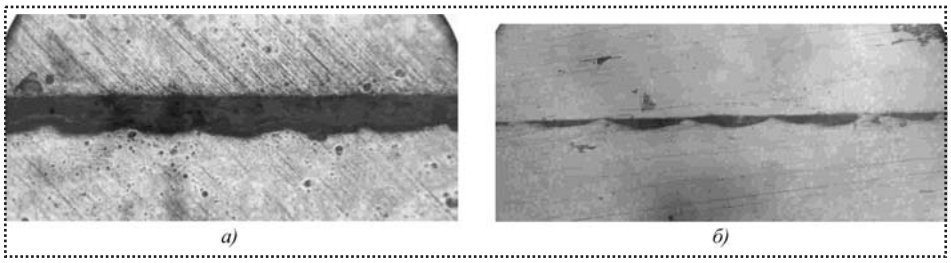


Рис. 4. Микрошлифы соединения по наименьшему (*а*) и наибольшему (*б*) натягу

не OPTON фирмы Hewlett Packard. Погрешность формы отверстия втулки равна допуску на заданный размер, т.е. 0,03 мм.

На рис. 4 представлены разрезы соединения по наименьшему натягу (сечение ОА) и наибольшему (ОБ). Как видно, в зоне выступов вершин трехгранника непосредственный контакт сопрягаемых поверхностей отсутствует – вся полость заполнена анаэробным адгезивом. В зоне максимального натяга впадины микронеровностей также заполнены адгезивом, а в немногочисленных участках контакта клеевая прослойка составляет от 1,5 до 3 мкм. Величину фактического натяга в работе [3] предложено рассчитывать по формуле

$$\delta_{сф} = \delta_с = 0{,}5[\Delta_{фв} + \Delta_{фо} + W_в + W_о + 5(Ra_в + Ra_о)], \quad (3)$$

где $\delta_с$ – расчетный натяг, мкм;

$Ra_в$, $Ra_о$ – среднеквадратические высоты микронеровностей сопрягаемых поверхностей;

$W_в$, $W_о$ – средние высоты волнистостей сопрягаемых поверхностей;

$\Delta_{фв}$, $\Delta_{фо}$ – максимальные погрешности формы сопрягаемых поверхностей.

Для экспериментальных соединений $\delta_{сф} \approx 0$ при $\delta_с < 0{,}04$ мм. Поэтому, как видно из графика (рис. 5, линия *1*), при $\delta_с < 0{,}04$ мм на силу выпрессовки не влияет увеличение натяга, она постоянна и обусловлена в основном прочностью клеевого соединения, поскольку адгезив заполняет все пустоты. При $\delta_с = 0{,}01...0{,}04$ мм сила выпрессовки равна 80 кН. При натягах, больших 0,04 мм, когда фактический натяг на площади контакта становится выше указанных погрешностей (см. формулу 3), на прочность соединения влияет изменение натяга, и результаты расчетов силы выпрессовки по формуле (1) практически совпадают с результатами экспериментов (см. рис. 5, линии *1*, *2*). Для сравнения на рис. 5 приведены графики теоретических *3* и экспериментальных *4* зависимостей прочности аналогичных соединений, полученных только тепловой сборкой.

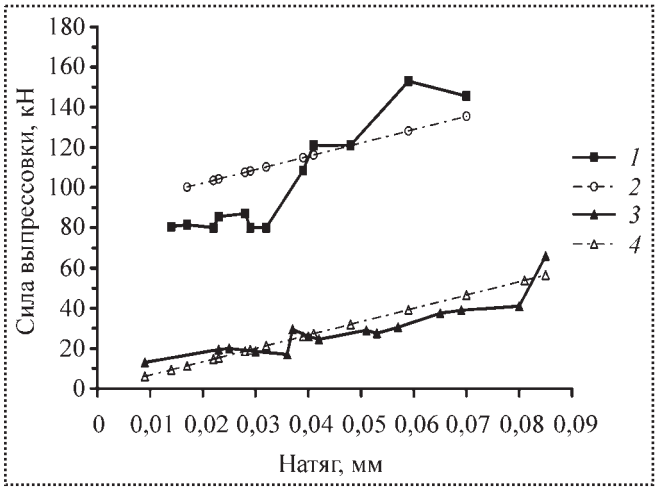


Рис. 5. Зависимость прочности соединений от величины натяга:
1, *2* – клеетепловые соединения; *3*, *4* – тепловые соединения; *1*, *3* – экспериментальные кривые; *2*, *4* – расчетные кривые

Выводы

Экспериментальные исследования показали, что клеетепловой метод обеспечивает соединения, равнопрочные с полученными тепловым методом, при уменьшении натяга в 2–8 раз. Использование номинальных натягов в пределах 0,01...0,02 мм (посадки H7/js6, H7/k6) позволяет точно центрировать сопрягаемые поверхности, за счет чего прочность соединения соответствует посадкам H7/s6. Это повышает усталостную прочность и долговечность собираемых деталей.

Библиографический список

1. **Применение** адгезивов для получения неподвижных цилиндрических соединений / В.А. Верещагин, В.И. Жорник, Н.С. Качаев и др. Минск: Ин-т надежности машин НАМ Беларуси, 2000. 34 с.

2. **Курносов Н.Е.** Обеспечение качества неподвижных соединений. Монография. Пенза: изд-во Пенз. Гос. ун-та, 2001. 224 с.

3. **Суслов А.Г.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.

О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов

e-mail: o.n.chermensky@rambler.ru

Монтаж, демонтаж и обслуживание подшипников качения

Подшипники качения являются высокоточными компонентами. Но монтаж и демонтаж колец часто требует применения больших усилий. Если установка колец производилась без должной тщательности, подшипники могут получить повреждения. В этих случаях долговечность подшипников будет намного меньше расчетной. Статья содержит некоторые правила монтажа и демонтажа и выбора для этой работы надлежащих инструмента и оборудования.

The roller bearings are precision components. But mounting and dismounting rings often requires the applications with high forces. If installation of rings were accomplished without great care the bearings may be damaged. In these cases the lives of bearings will be far less than calculated. This article gives some instruction on mounting and dismounting bearings and of tools and equipment appropriate choice.

Ключевые слова: подшипник качения, монтаж, демонтаж, обслуживание, инструмент, оборудование.

Key words: roller bearing, mounting, dismounting, service, tool, equipment.

ПРИЧИНЫ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОГО ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ПОДШИПНИКОВ

Если подшипники выбраны правильно, подшипниковый узел спроектирован и изготовлен без нарушений, смазка на протяжении всей работы была надлежащего качества, то в большинстве случаев подшипник "переживет" механизм, в котором он установлен. Однако опыт показывает, что около 35 % отказов различных механизмов случается из-за преждевременного выхода из строя подшипников. Причины их преждевременных повреждений распределяются в основной массе следующим образом.

Около 16 % всех преждевременных поломок подшипников вызваны неправильным монтажом (обычно чрезмерными нагрузками) и отсутствием необходимых монтажных инструментов. В некоторых отраслях промышленности этот показатель существенно выше. Для монтажа и демонтажа подшипников необходимы специальные механические или гидравлические инструменты либо нагреватели. Фирма SKF разработала для этой цели полный комплект инструментов, позволяющих выполнять монтажно-демонтажные работы проще, быстрее и экономичнее.

Около 36 % преждевременных выходов подшипников из строя связаны с выбором неправильного смазочного материала или с неправильным его применением. Любой подшипник при отсутствии хорошего смазывания выйдет из строя намного раньше заданного срока.

Более 14 % подшипников выходят преждевременно из строя вследствие недостаточной защиты смазочного материала от загрязнений.

Когда машины работают с перегрузками, неправильно обслуживаются или не обслуживаются вообще, подшипники могут преждевременно выходить из строя вследствие усталости. По этой причине выходит из строя около 34 % всех подшипников. Однако внезапного отказа подшипника можно избежать, так как перегруженный или имеющий какие-либо проблемы подшипник за долгое время до выхода из строя начинает подавать определенные "сигналы", которые могут обнаружить диагностические приборы. С этой целью SKF применяет как разработанные ею портативные приборы, так и датчики, устанавливаемые постоянно на подшипниковых узлах.

Фирма SKF считает, что в большинстве случаев проблемы, связанные с преждевременным выходом из строя подшипников, можно избежать, если все этапы их применения, включающие их выбор, проектирование подшипниковых узлов, монтаж, обслуживание и их замену, будут производиться с участием специалистов фирмы.

ПОДГОТОВКА К МОНТАЖУ

Как показывает опыт, попадание в смазку подшипника инородных частиц может привести к быстрому выходу его из строя. Поэтому перед сборкой подшипникового узла все детали, от которых в него могут попасть твердые или мягкие частицы, должны быть тщательно очищены, а заусенцы удалены. Из отверстий для смазочного материала должны быть удалены остатки стружки. Протироч-

ные материалы не должны оставлять волокон. В частности, нельзя применять хлопчатобумажную ветошь.

Перед монтажом проверяются размеры всех посадочных мест, соответствие допусков, посадок и внутренних зазоров технической документации. Корпусные отверстия для подшипников проверяются на соосность. Монтаж производят в чистых помещениях, в которых отсутствуют металлорежущие станки и другие производящие загрязнение машины.

Подшипник следует извлекать из упаковки непосредственно перед монтажом, что позволяет защитить его от загрязнений. На всех поверхностях подшипника, кроме посадочных, не следует удалять консервационное покрытие. Посадочные поверхности промываются растворителем на основе бензина. Большие подшипники обычно покрыты толстым слоем жирного консерванта, который необходимо удалить промыванием непосредственно перед монтажом. Подшипники, смазываемые пластичными смазками, предназначенными для работы в условиях высоких температур и особенно синтетическими смазками, должны быть полностью промыты от консерванта для предотвращения его влияния на свойства смазочного материала. Используемые ранее подшипники перед монтажом должны быть тщательно промыты.

Закрытые подшипники с двухсторонними контактными или бесконтактными уплотнениями никогда не промывают, а только очищают их наружные поверхности.

Если имеются признаки повреждения подшипника, то его следует заменить другим.

Существует два способа очистки подшипника – холодный и горячий. При холодной очистке подшипник промывают в растворителе на основе бензина или в другой подобной среде. Для предварительной и окончательной промывки пользуются разными сосудами с растворителем. Немедленно после промывки подшипник необходимо высушить, смазать пластичной смазкой и защитить от загрязнения до момента установки. При горячей очистке используют масло с температурой вспышки не менее 250 °С. Масло нагревают до температуры около 120 °С. Обычно горячая очистка более эффективна. Оставшееся на подшипнике масло, кроме того, обеспечивает хорошую защиту от коррозии.

МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ОТВЕРСТИЕМ

Основными правилами при монтаже подшипников являются следующие. При запрессовке подшипника сила должна передаваться непосредственно на то кольцо, которое устанавливается с натягом. Если оба кольца установлены с натягом, то сила должна передаваться непосредственно и одновременно обоим кольцам. Недопустимо, чтобы сила передавалась от одного кольца к другому или от сепаратора к кольцу через тела качения. Нельзя допускать ударов непосредственно по кольцам, телам качения и сепаратору. Кольцо при ударе может треснуть или от него может отколоться кусок металла.

Монтаж в холодном состоянии. Малые подшипники с диаметром отверстия менее 80 мм можно устанавливать посредством молотка и втулки, соприкасающейся с запрессовываемым кольцом (рис. 1). Фирма SKF поставляет специальный монтажный комплект, состоящий из колец, втулок и безынерционного молотка. Такой комплект обеспечивает быстрый и безопасный монтаж.

Малые подшипники с диаметром отверстия до 100 мм целесообразнее монтировать с помощью механического или гидравлического пресса. Сила, создаваемая прессом, должна передаваться к монтируемому с натягом кольцу через втулку.

Фирма SKF поставляет такие втулки, в том числе для передачи сил на оба кольца.

В холодном состоянии могут монтироваться цилиндрические разъемные роликоподшипники всех размеров.

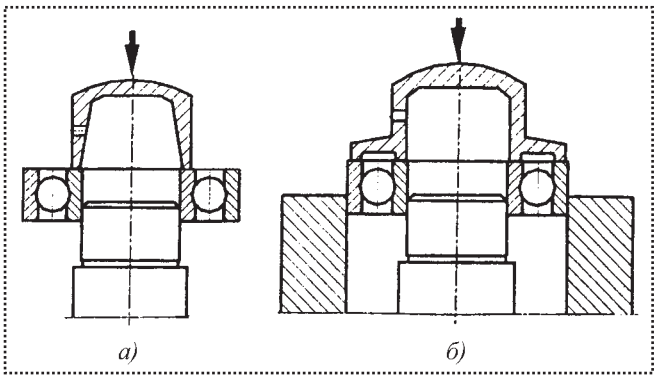


Рис. 1. Монтажные втулки:
а – для установки подшипника на вал с натягом; *б* – для установки подшипника с натягом и на вал, и в корпус

Монтаж с нагревом. С увеличением размера подшипника возрастает и сила, требуемая для запрессовки. Монтажные работы по установке подшипника на вал существенно облегчаются при их нагреве. Разность температур между подшипником и сопряженной с ним деталью зависит от посадки подшипника. Обычно подшипник, подлежащий насадке на вал, нагревают до температуры, на 80...90 °С выше температуры вала. Следует иметь в виду, что нельзя нагревать подшипник до температуры, превышающей 125 °С, поскольку это может вызвать изменения в структуре металла, а также оказать влияние на размеры и твердость.

Если требуется монтировать подшипники с натягом в отверстие корпуса, то, ввиду малости натяга, бывает достаточно нагреть корпус на 20...50 °С выше. В том случае, если нагрев корпуса затруднен или невозможен из-за больших размеров, производят монтаж в отверстие корпуса предварительно охлажденных подшипников. Охлаждение производят до температуры –70...75 °С в термостате с сухим льдом.

Для нагрева подшипников может использоваться следующее оборудование. Подшипники можно нагревать в баке с маслом. При этом нельзя допускать, чтобы подшипники соприкасались с нагреваемым дном бака или его стенками. Масляная ванна обеспечивает равномерный нагрев и сохраняет подшипник нагретым до самого монтажа. Нагревательный шкаф, оборудованный термостатом и вентилятором, может быть использован для нагрева нескольких подшипников разных размеров, а также небольших корпусов подшипников.

Подшипники небольших размеров можно нагревать на специальной электроплитке с термостатом (729659 С) фирмы SKF.

Для монтажа внутренних колец цилиндрических роликоподшипников удобно пользоваться нагревательными кольцами из алюминиевого сплава (рис. 2). Монтаж с их помощью выполняется следующим образом. Посадочную поверхность вала покрывают термостойким (не окисляющимся) маслом. После этого нагретое до 250 °С кольцо надевают на внутреннее кольцо подшипника и зажимают его с помощью рукояток. Когда температура кольца подшипника достигнет 80 °С (изменение температуры контролируется прибором), его устанавливают на вал и ослабляют нагревательное кольцо. Внутреннее кольцо подшипника удерживают в правильном положении до его плотной посадки на вал. Стандартные нагревательные кольца выпускаются фирмой SKF для цилиндрических роликоподшипников следующих размеров: 2204–2252, 2304–2340, 2406–2430.

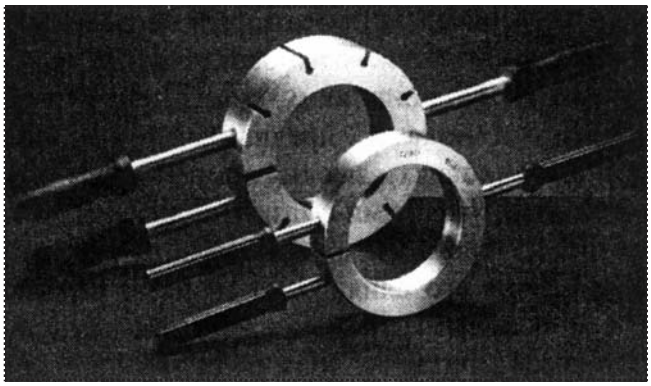


Рис. 2. Нагревательные (термостяжные) кольца

Если монтаж подшипников приходится осуществлять часто, для их нагрева следует применять индукционные нагреватели. Портативный индукционный нагреватель "Scorpio" TMBH 1 фирмы SKF (рис. 3) предназначен для нагрева подшипников с диаметром отверстия от 20 до 100 мм и массой до 5 кг. В приборе используется импульсный высокочастотный метод нагрева. Он бесшумен, размаг-

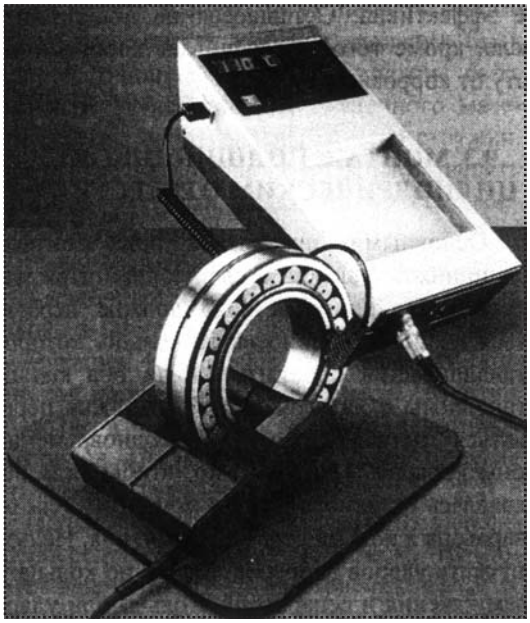


Рис. 3. Портативный индукционный нагреватель "Scorpio" MMBH 1 для подшипников с диаметром отверстия до 100 мм

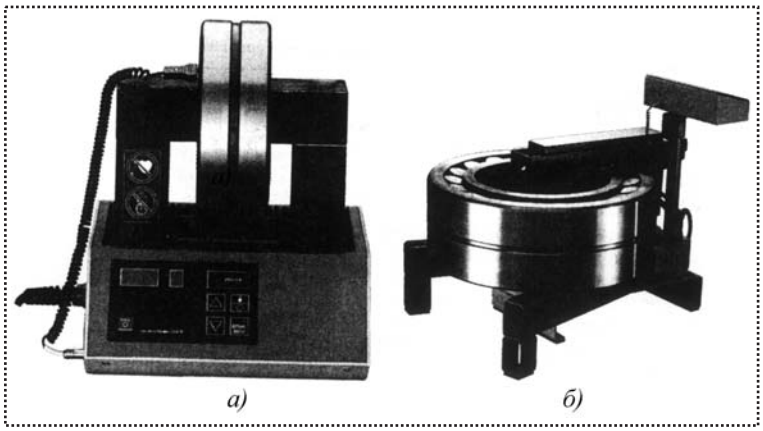


Рис. 4. Индукционные нагреватели:
а – малый типа TIH 030; *б* – большой типа TIH 240

ничивания деталей не требуется. Масса прибора 5 кг.

Подшипники массой до 30 кг нагревают на индукционных установках типа TIH 025 и TIH 030, массой до 60 кг – на установках типа TIH 060, массой до 250 кг – на установках типа TIH 120, а массой до 700 кг – на установках типа TIH 240 (рис. 4). Их применение обеспечивает быстрый нагрев до установленной на приборе температуры (максимально до 400 °С). Размагничивание выполняется автоматически.

Монтаж радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников. Однорядные радиально-упорные шариковые и конические роликовые подшипники воспринимают одностороннюю осевую нагрузку. Если их устанавливают по одному с каждой стороны вала, то возникает необходимость в регулировке осевого зазора или натяга. Зазор обычно устанавливают для компенсации теплового расширения, чтобы избежать защемления тел качения. Выбираемое значение осевого зазора зависит от ряда факторов, в том числе от расстояния между опорами, требуемой жесткости, точности изготовления подшипников и сопряженных с ними деталей. Для узлов высокоскоростных, а также требующих высокой точности вращения применяют осевой натяг.

Рекомендуемые осевые зазоры для стандартных радиально-упорных шариковых и конических роликовых, а также шариковых упорных подшипников класса 0 по ГОСТ 520, работающих в нормальных условиях, приведены в табл. 1–3.

Таблица 1

Осевой зазор для радиально-упорных подшипников

Диаметр отверстия подшипника, мм	Допустимый предел осевого зазора, мкм, при угле контакта α, °	
	12...15	26...36
До 30	30...60	20...30
Св. 30 до 50	30...80	20...40
" 50 " 80	40...100	30...50
" 80 " 120	50...120	30...60
" 120 " 180	80...180	40...80
" 180 " 260	120...240	50...100

Таблица 2

Осевой зазор для конических однорядных роликоподшипников

Диаметр отверстия подшипника, мм	Допустимый предел осевого зазора, мкм, при угле контакта α, °	
	16	25...29
До 30	20...80	20...40
Св. 30 до 50	40...110	20...50
" 50 " 80	60...140	30...60
" 80 " 120	80...170	40...70
" 120 " 180	110...220	50...90
" 180 " 260	150...300	70...140
" 260 " 360	200...350	80...160
" 360 " 400	300...450	100...200

Таблица 3

Осевой зазор для двойных и сдвоенных упорных шарикоподшипников

Диаметр отверстия подшипника, мм	Допустимый предел осевого зазора для подшипников серий 8100, 8200, 8300, 8400
Св. 10 до 50	20...40
" 50 " 120	30...50
" 120 " 400	40...60

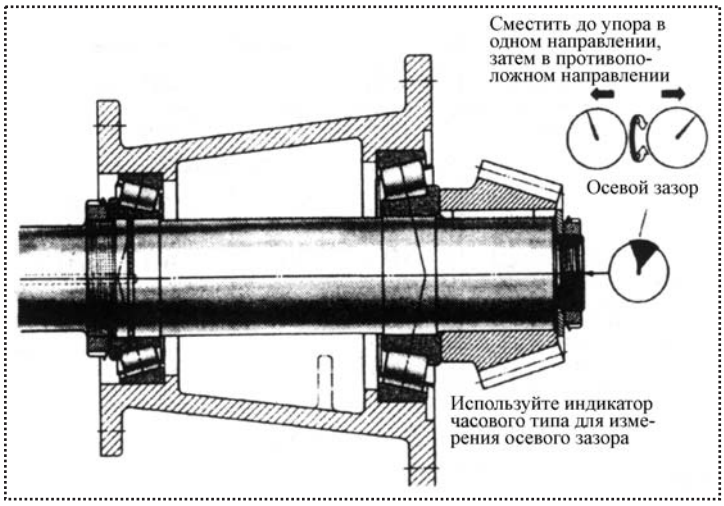


Рис. 5. Пример измерения осевого зазора

При монтаже осевой зазор в подшипниковом узле можно измерять с помощью индикатора часового типа. Вал смещают в одном направлении до упора, устанавливают индикатор у торца вала и проворачивают вал несколько раз, чтобы ролики уперлись в борт внутреннего кольца. Показание индикатора фиксируется. Затем вал смещают до упора в противоположном направлении и, провернув вал, производят повторное измерение. Разница этих измерений равна осевому зазору (рис. 5).

Регулировка подшипников, установленных по Х-образной схеме со свободной посадкой в корпусе, может производиться с помощью подкладных пластин (рис. 6, *а*). Сначала устанавливают под крышку более толстую подкладную пластину. При этом зазор оказывается больше заданного. Затем измеряют зазор и рассчитывают необходимую толщину подкладной пластины.

Сдвоенные по О-образной схеме подшипники могут устанавливаться с использованием калиброванного простановочного кольца и гайки, как показано на рис. 6, *б*. Для малых подшипников используется накидной ключ, для монтажа более крупных подшипников следует применять пресс или метод подачи масла под давлением.

МОНТАЖ ШАРИКОВЫХ И РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С КОНИЧЕСКИМ ОТВЕРСТИЕМ

На валы с конической шейкой малые подшипники с внутренним диаметром менее 80 мм монтируются в холодном состоянии с помощью монтажной втулки и молотка или шлицевой гайки и накидного ключа. Перед монтажом посадочная поверхность во избежание повреждений смазывается маслом.

Подшипники средних размеров также можно монтировать с применением шлицевой гайки, но ударным ключом и молотком (рис. 7) для обеспечения достаточного монтажного усилия.

Подшипники больших размеров удобно монтировать с применением гидравлической гайки и подачей масла под давлением. Для этих целей фирмой SKF выпускаются гидравлические гайки с диаметром резьбы 50...1000 мм (рис. 8) и устройства для подачи масла под давлением: винтовые ручные инжекторы (рис. 9) серий 226270 и 226271; инжектор серий 226400 (рис. 10) и 727200; гидравлические насосы серий THAP, TMJA 70, TMJL 50, TMJL 100, 729124 (рис. 11). Рекомендации по применению каждого из них изложены в каталоге SKF "Инструменты и приборы для безотказной работы".

Если по каким-либо причинам невозможно применение метода подачи масла под давлением или гидравлической гайки, рекомен-

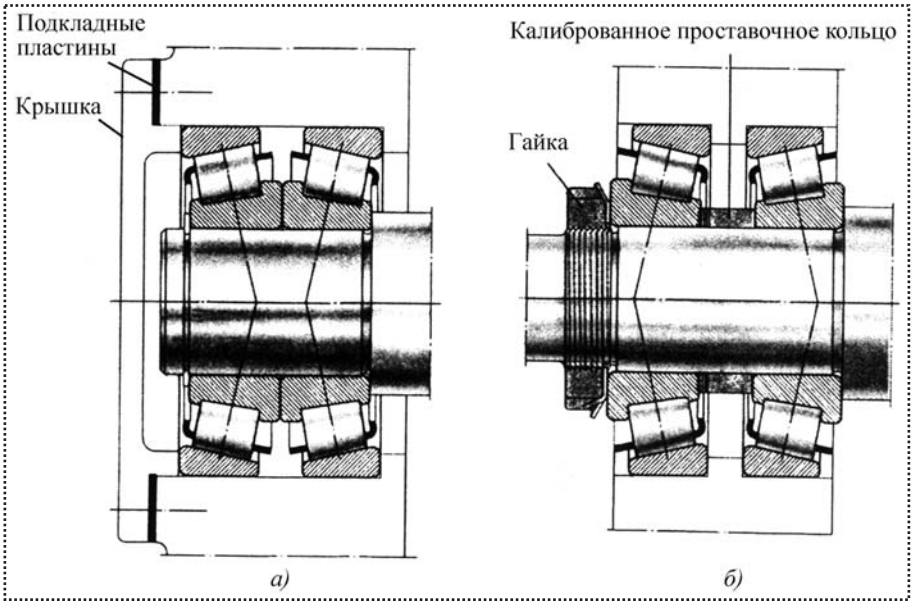


Рис. 6. Регулировка радиально-упорных подшипников:
а – подкладными пластинами; *б* – проставочным кольцом

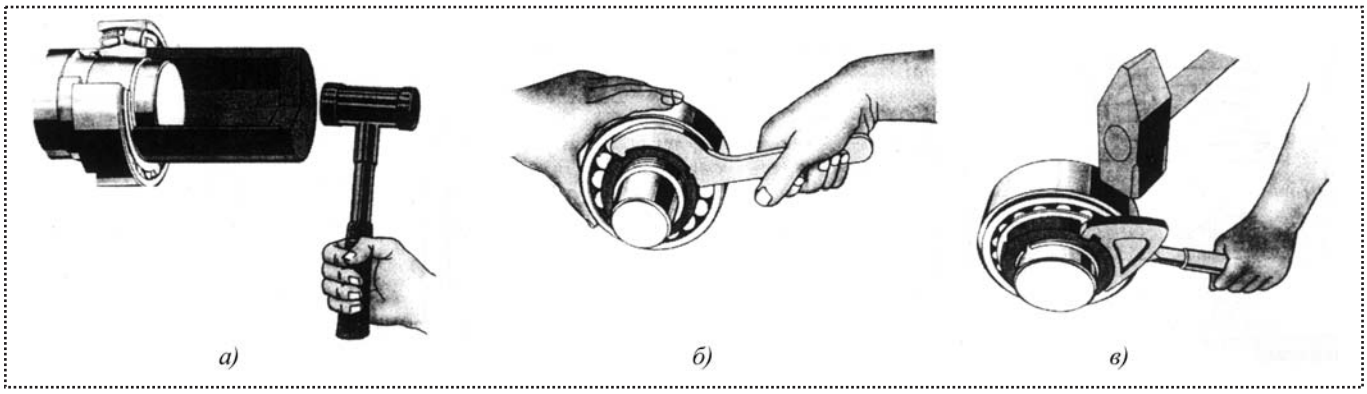


Рис. 7. Приемы монтажа подшипников на вал с конической шейкой:
а – малых подшипников с помощью монтажной втулки и безынерционного молотка; *б* – малых подшипников на вал с резьбовой цапфой с помощью накидного ключа; *в* – средних подшипников на вал с резьбовой цапфой с помощью ударного ключа и молотка

дуется нагревать подшипники с помощью индукционных нагревателей или масляной ванны. Непосредственно перед установкой следует проверить температуру поверхности подшипника с помощью электронного термометра.

Во многих конструкциях *применяют* сферические двухрядные шариковые и роликовые *подшипники, устанавливаемые на закрепительных или стяжных втулках,* имеющих цилиндрическое отверстие для посадки на вал и коническую наружную поверхность для посадки подшипника. Применение таких втулок упрощает монтаж и демонтаж, а также позволяет использовать шейки валов, обработанных с меньшей точностью.

Подшипники на закрепительных и стяжных втулках всегда устанавливаются с натягом, зависящим от осевого смещения кольца подшипника относительно поверхности втулки. Радиальный внутренний зазор в подшипнике уменьшается вместе с осевым смещением подшипника относительно втулки. Таким образом, изменение внутреннего зазора в подшипнике характеризует натяг посадки его внутреннего кольца.

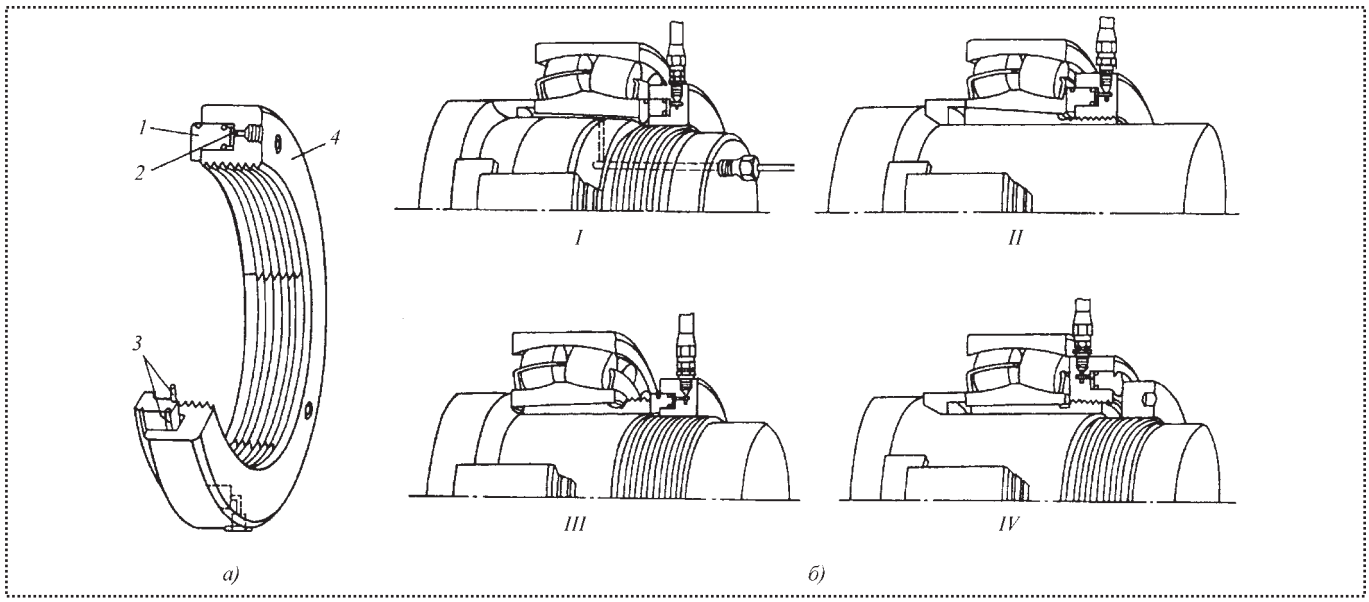


Рис. 8. Гидравлическая гайка SKF (*а*) и примеры ее использования при монтаже (*б*):
1 – поршень; *2* – полость для масла; *3* – уплотнения; *4* – корпус с внутренней резьбой; *I* – для монтажа подшипника на коническую шейку вала с одновременной подачей масла под давлением; *II* – для монтажа подшипника на закрепительной втулке; *III* – для перемещения стяжной втулки; *IV* – стяжная втулка запрессовывается между шейкой вала и отверстием подшипника с помощью гидравлической и упорной гаек

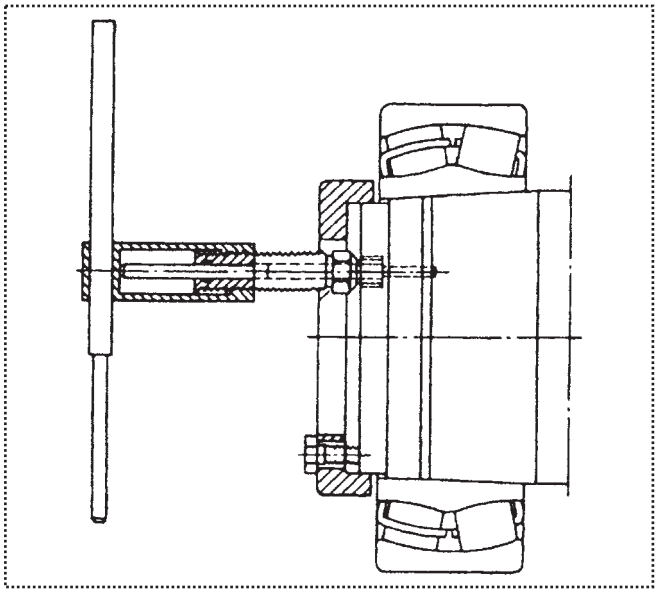


Рис. 9. Подача масла под давлением между шейкой вала и подшипником с помощью ручного винтового инжектора серии 226270

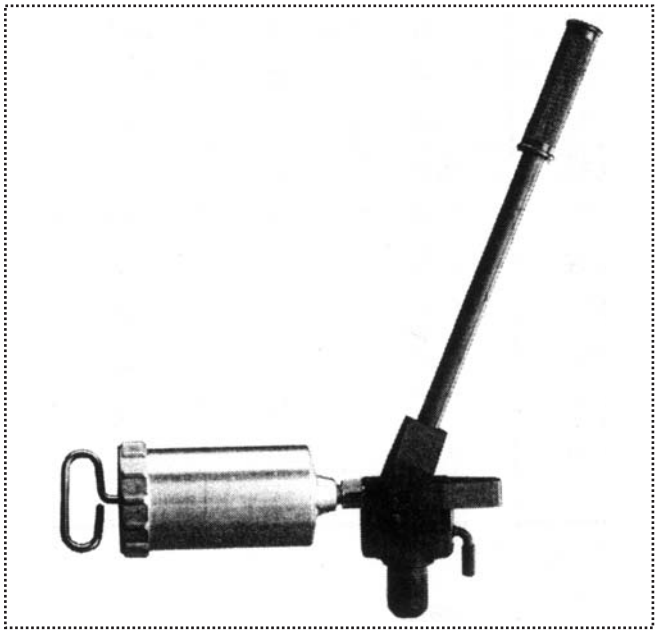


Рис. 10. Инжектор серии 226400

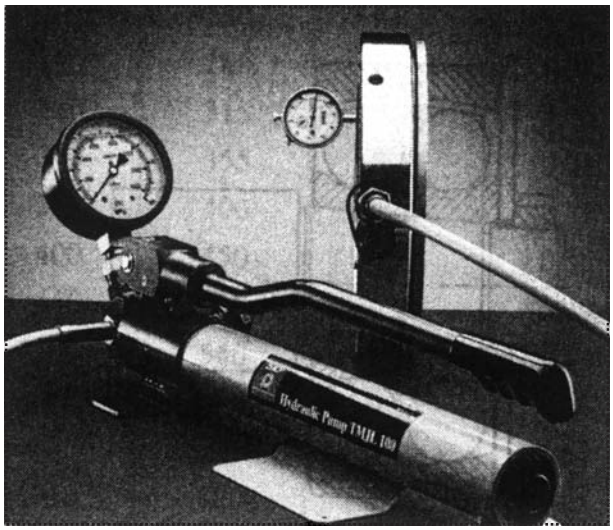


Рис. 11. Гидравлический насос серии 729124

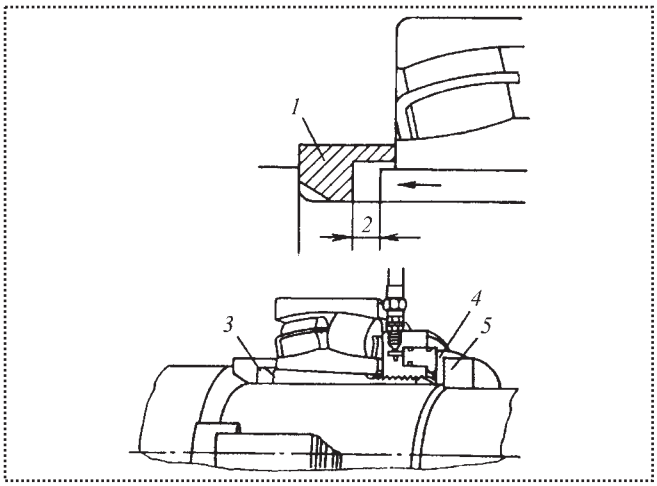


Рис. 12. Подшипник на закрепительной втулке с упором в проставочное кольцо:
1 – проставочное кольцо; *2* – пустое пространство; *3* – требуемое смещение втулки (при демонтаже несколько больше, чем при монтаже); *4* – цельное кольцо; *5* – составное кольцо

При монтаже подшипника на закрепительной втулке с упором в заплечик вала устанавливается специальное проставочное кольцо. Оно должно быть спроектировано таким образом, чтобы, прилегая к внутреннему кольцу подшипника, не препятствовать перемещению закрепительной втулки относительно подшипника (рис. 12). Выточка у проставочного кольца позволяет при монтаже и демонтаже перемещать в нее закрепительную втулку и таким образом создавать зазор между нею и поверхностью отверстия подшипника.

При подготовке к монтажу шариковых и роликовых подшипников на вал с закрепительной втулкой резьбу втулки и торцовые сопряженные поверхности смазывают дисульфидомолибденовой пастой или подобным смазочным материалом. Наружную поверхность втулки смазывают тонким слоем масла.

(Окончание следует)

А.П. Кушнир, *канд. техн. наук*
(Московский государственный университет приборостроения и информатики)

e-mail: gurin@rinet.ru

Виртуальный контроль сборки изделия на стадии проектирования

В статье рассмотрены новые компоненты программного комплекса SolidWorks, позволяющего повысить качество сборки на ранних стадиях проектирования и сократить сроки освоения новой продукции.

This article describes some new features of CAD/CAM/CAE/PDM program complex SolidWorks. The using of this soft raises the quality of assembling during early stages of projecting.

Ключевые слова: проектирование, уплотнение, Солид Воркс, контроль, сборка.

Key words: design, seal, SolidWorks, proof, assembling.

При проектировании технологических процессов общей и узловой сборки важное место занимает контроль качества производимой продукции. При этом правильность положения сопрягаемых деталей в собранных соединениях проверяют, как правило, визуальным осмотром [1].

Данная проблема имеет несколько аспектов. Во-первых, при проектировании сложных корпусных деталей всегда остается вероятность конструкторских ошибок, которые могут привести к тому, что изготовленные детали либо нельзя собрать, либо собранный узел не будет соответствовать исходным техническим требованиям. При проектировании, например кабины оператора, возможны также случаи несоответствия собранной конструкции эргонометрическим нормам. Во-вторых, визуально не всегда можно определить правильность относительного расположения внутренних деталей собираемого узла. В-третьих, выявление ошибок на финишной стадии сопровождается существенными материальными потерями. Вследствие этого отладку опытного экземпляра часто проводят на макете, выполненном в натуральную величину из легкообрабатываемых материалов. Это позволяет в целом снизить экономические затраты, но увеличивает сроки сдачи объекта.

Выявить ошибки на стадии проектирования и тем самым повысить качество сборки можно путем использования современных средств объемного моделирования, например программного комплекса SolidWorks [2]. Система решает следующие задачи: гибридное параметрическое моделирование, проектирование деталей, сборок и изделий с учетом специфики изготовления (листовой материал, пресс-формы и штампы, сварные конструкции), экспресс-анализ (массово-инерционные характеристики, анализ прочности и кинематики), оформление чертежей по ЕСКД. Базовая конфигурация SolidWorks включает библиотеку 3D-проектирования (стандартные отверстия, детали и узлы), интерфейс прикладного программирования, полный набор трансляторов обмена данными с другими системами (IGES, VDAFS, STEP, Parasolid, ACIS, STL, VRML, DXF, DWG, Pro/E, CADKEY, Unigraphics, Solid Edge, Inventor, AutoCAD, MDT, PDF, IDF – данные из P-CAD, Orcad, Protel и т.п.).

Большой спектр дополнительных специализированных модулей SolidWorks существенно расширяет базовую конфигурацию системы и обеспечивает решение многих прикладных задач в областях CAD/CAM/CAE/PDM, что невозможно в рамках, например, таких известных сред проектирования, как AutoCAD или Компас.

Визуальный контроль сборки с использованием дополнительных модулей COSMOSWorks, COSMOSFloWorks позволяет, например, провести анализ прочности и теплопередачи, течения жидкостей и газов, решать задачи тепломассопереноса. Корректируя взаимное расположение сборочных элементов, можно оптимизировать динамические характеристики всей системы, обеспечить наилучшие условия охлаждения ответственных узлов.

Для просмотра и анализа электронных чертежей различных форматов можно использовать доста-

точно мощную программу e-Drawings, предоставляемую фирмой SolidWorks бесплатно [3].

На рис. 1 показано разработанное в МГУПИ лабиринтно-дисковое уплотнение (защищено патентами России, США, Германии и Франции), предназначенное для защиты опор качения шпиндельных узлов металлорежущих станков от смазочно-охлаждающих составов, абразива и шлама. В уплотнении изготовлены внутренние каналы, соединенные с выходными отверстиями в его корпусе. Обеспечить точную геометрию пространственно расположенных каналов достаточно сложно, так как они образуются в процессе сборки за счет конфигурации сопрягаемых деталей (в том числе и корпуса шпиндельной бабки станка). Выполнить каналы в уплотнении после сборки невозможно по технологическим ограничениям. Поэтому перед изготовлением и сборкой деталей необходимо проверить расчетное сопряжение элементов. Программное обеспечение позволяет не только свободно ориентировать сборочный узел в пространстве для визуального контроля внешнего вида, но и оценить внутреннее расположение деталей. Сделать это можно несколькими способами.

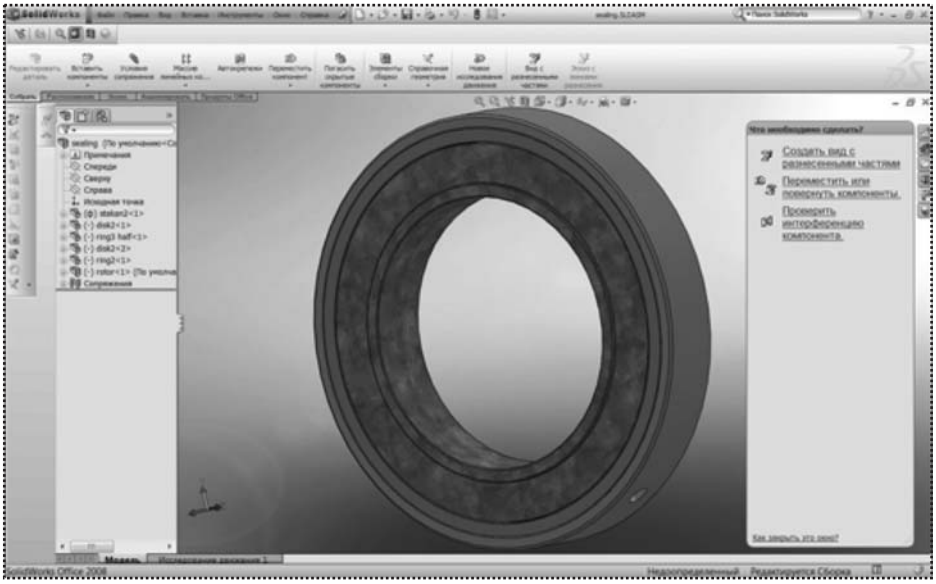


Рис. 1. Лабиринтно-дисковое уплотнение

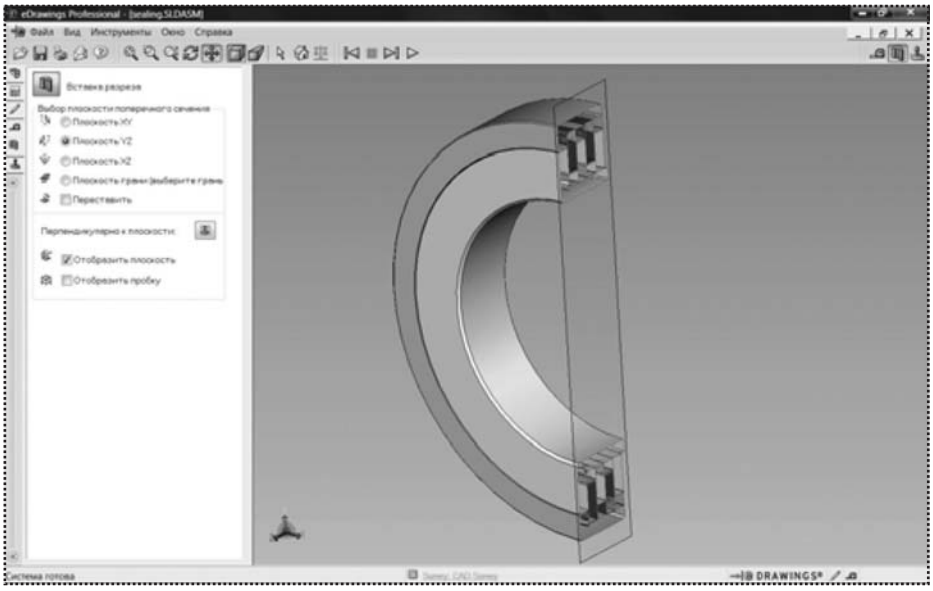


Рис. 2. Поперечный разрез уплотнения

Первый способ заключается в том, что выполняется любое сечение или разрез конструкции (рис. 2) не только базовыми плоскостями, проходящими через оси симметрии, но и плавным смещением их вдоль выбранной оси координат. Можно также выполнить наклонное сечение.

Второй способ дает возможность заглянуть внутрь собранного узла, сделав "прозрачными" некоторые детали, либо виртуально "убрать" их (рис. 3), провести виртуальную сборку и разборку узла и записать эти процессы в виде анимационных файлов.

Третий способ позволяет посредством дополнительных программных блоков COSMOSMotion проверить как кинематику, так и динамику объекта в сборе. К сожалению, в формате журнала нельзя отобразить наглядно эти процессы.

Следует отметить, что при работе в SolidWorks возможны два варианта: проектирование снизу

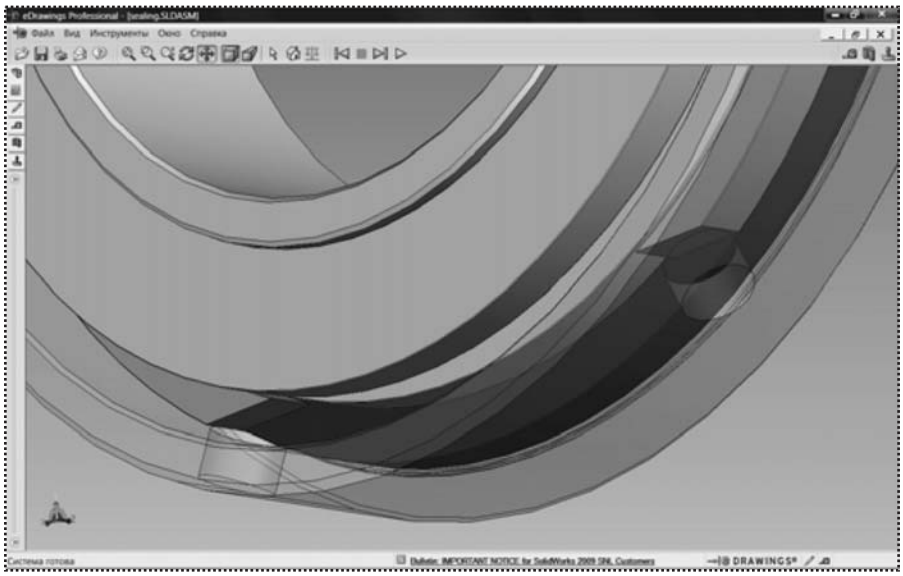


Рис. 3. Вид с "прозрачными" элементами

вверх (сборка из готовых деталей) и сверху вниз (получение деталей из спроектированной сборки). В обоих случаях проектировщик вводит условия сопряжения (базирования) деталей, их размеры и предельные отклонения, что позволяет с использованием подпрограммы SigmundWorks детально проанализировать размерные цепи.

Минимизация конструкторских ошибок, обнаруженных на этапе сборки, обеспечивается также за счет применения блоков CAMWorks, GibbsCAM и CMM-Works, поддерживающих фрезерную, токарную, токарно-фрезерную и электроэрозионную обработку, станки с многоканальным управлением, включая полную имитацию их работы, разработки управляющих программ и поддержки координатно-измерительных машин.

Вывод

Использование программного комплекса SolidWorks обеспечивает повышение качества сборки на стадии проектирования сборочного узла.

Библиографический список

1. **Справочник** технолога-машиностроителя: В 2 т: Т. 2 (под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова и др.) Изд. 5-е, испр. А.М. Дальский, А.Г. Суслов, А.Г. Косилова. М.: Машиностроение, 2003. 1856 с.
2. http://www.solidworks.com
3. http://www.solidworks.ru/products/e-drawings/

Не забудьте
оформить подписку на журнал
"СБОРКА в машиностроении, приборостроении"
на 2-е полугодие 2009 г.
Индексы по каталогам
"Роспечать" – *79748,*
"Пресса России" – *84967,*
"Почта России" – *60257.*

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор *Жиркина С.А.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 16.03.09 г. Подписано в печать 06.05.09 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,02. Заказ 304. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.